

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Juan Harold
Sosa Arnao E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 30 / 10 / 2007

.....
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Caldeiras Aquatubulares de Bagaço – Estudo do Sistema de Recuperação de Energia

Autor: **Juan Harold Sosa Arnao**
Orientador: **Prof. Dra. Silvia Azucena Nebra de Pérez**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

Caldeiras Aquatubulares de Bagaço – Estudo do Sistema de Recuperação de Energia

Autor: **Juan Harold Sosa Arnao**

Orientador: **Prof. Dra. Silvia Azucena Nebra de Pérez**

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Energia

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2007
S.P. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

So71c Sosa Arnao, Juan Harold
Caldeiras aquatubulares de bagaço – estudo do sistema de
recuperação e energia / Juan Harold Sosa Arnao.--Campinas,
SP: [s.n.], 2007.

Orientador: Silvia Azucena Nebra
Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas,
Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Caldeiras. 2. Bagaço. 3. Bagaço de cana – Industria. 4.
Aquecedores de ar. 5. Secagem. 6. Exergia. I. Nebra, Silvia
Azucena. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

Titulo em Inglês: Aquatubular boilers fueled by bagasse – study of energy recovery
system

Palavras-chave em Inglês: Boiler, Bagasse, Economizer, Air heater, Dryer, Exergy

Área de concentração: Térmica e Fluídos

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Silvia Azucena Nebra, Leonardo Goldstein Junior, José Luz
Silveira, Waldir Antonio Bizzo e Edson Bazzo

Data da defesa: 30/10/2007

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

TESE DE DOUTORADO

**Caldeiras aquatubulares de bagaço –
Estudo do Sistema de Recuperação de Energia**

Autor: **Juan Harold Sosa Arnao.**

Orientador: **Silvia Azucena Nebra de Pérez.**

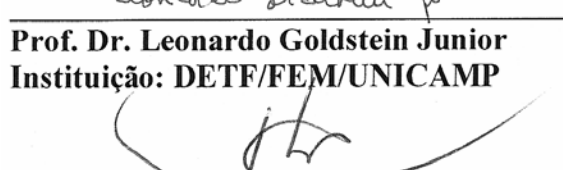
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



Prof. Dra. Silvia Nebra de Pérez, Presidente –
Instituição DE/FEM/UNICAMP



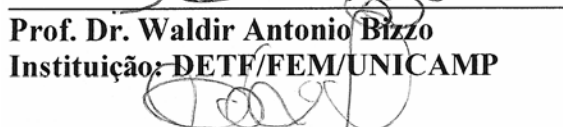
Prof. Dr. Leonardo Goldstein Junior
Instituição: DETF/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. José Luz Silveira
Instituição: FEG/UNESP



Prof. Dr. Waldir Antonio Bizzo
Instituição: DETF/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Edson Bazzo
Instituição: EMC/UFSC

Campinas, 30 de Outubro de 2007

Dedicatória:

Dedico este trabalho ao maior presente que Deus tem me dado, meu amado filho, Thiago Alonso.

Agradecimentos

Algumas pessoas foram importantes para a realização deste trabalho. A elas, gostaria de prestar a minha homenagem:

A Deus por estar sempre do meu lado em todos os momentos.

À minha amada esposa Delia, pelo carinho e pelo apoio durante todos estes anos. Por todo o tempo que lhe neguei ao estar sempre ocupado na tese.

Aos meus pais Olga e Juan e aos meus irmãos, Emma, Marysella e Milton, pelo incentivo e carinho em todo momento.

À Profa. Dra. Silvia Azucena Nebra pela impecável orientação e pela amizade e carinho desde o mestrado.

Aos Professores Doutores Caio Glauco Sanchez, Araí Bernardez Pécora, Jorge Llagostera Beltran, Sandra Cristina S. Rocha, pelo empréstimo de materiais e/ou uso de laboratório.

À usina Cruz Alta e Guarani pela disponibilidade em fornecer bagaço para o estudo de caracterização do material assim como o acolhimento na cidade de Olímpia.

À Empresa Equipalcool, em forma especial ao Sr. Carlos Dalmazo, ao Sr. Vanzella e ao Sr. Orlei, pela valiosa ajuda no desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Ruben García da Universidade de Oviedo, Espanha, pela ajuda na determinação da Temperatura de auto-ignição do bagaço e pela amizade desenvolvida ao longo destes anos.

Aos técnicos de laboratório Luis Zanaga, Alcimar, Adriano, Biasson pela ajuda nos experimentos de caracterização das partículas.

Aos meus amigos Marcelo e Cristina pela amizade e carinho.

Aos colegas de sala Reynaldo, Adriano, e aos que não estão Jefferson, Lourenço pelo companheirismo.

Aos meus amigos peruanos Ruben, Lucila, Ivan, Ruth, César Augusto, Lalo, César, Renata, Denis, Márcia, Justo, Mario, Richard, Carlos, José Luis, Tito, Cecília, Edgard, Willy e Raul.

Ao CNPq (Processo Nº 142135/2003-8).

Resumo

SOSA ARNAO, Juan Harold, *Caldeiras Aquatubulares de Bagaço – Estudo do Sistema de Recuperação de Energia*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2008. 224p.

O objetivo deste trabalho foi avaliar o desempenho termodinâmico da caldeira de bagaço e reduzir o custo do seu sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão. Para isso, foi realizada a caracterização do bagaço; após o que se determinou a velocidade terminal e o coeficiente de arrasto. Também, propriedades do bagaço como: o poder calorífico superior, a exergia, a temperatura de início de pico ou *step*, e a temperatura de auto-ignição foram determinadas. O desempenho da caldeira foi determinado através da aplicação da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica. Na análise de Primeira Lei, a eficiência da caldeira foi determinada através do método: (i) das Entradas e Saídas e (ii) do Balanço de Energia, ambos calculados na base do poder calorífico inferior (PCI) e superior (PCS). Na análise de segunda lei, o método dos insumos e produtos e do balanço de exergia foram aplicados. Uma metodologia do balanço de exergia, específica para caldeiras de combustível úmido, foi desenvolvida e aplicada neste trabalho. Através destas análises, o desempenho de quatro sistemas de geração de vapor foi estudado. Estes sistemas foram compostos por: (i) gerador de vapor, economizador de alta temperatura, pré-aquecedor de ar e economizador de baixa temperatura; (ii) gerador de vapor, pré-aquecedor de ar e economizador; (iii) gerador de vapor, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço e (iv) gerador de vapor, economizador, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço. Os resultados mostraram que o efeito da umidade do bagaço é o fator mais importante no desempenho da caldeira, o qual pode ser melhorado com a inserção de secadores. Além disso, o sistema de geração de vapor, composto pelo: gerador de vapor, economizador, pré-aquecedor de

ar e secador de bagaço apresentou o melhor desempenho termodinâmico e também, o menor custo do sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão.

Palavras Chave

Caldeira, bagaço, economizador, pré-aquecedor de ar, secador, exergia.

Abstract

SOSA ARNAO, Juan Harold, *Aquatubular boilers fueled by bagasse – Study of Energy Recovery System*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2008. 224 p.

The objective of this work was to evaluate the bagasse boiler thermodynamic performance and reduce the cost of its waste gases energy recovery system. For that, the bagasse characterization was realized; from which, the free-settling velocity and drag coefficient were determined. Also, the bagasse properties, such as, the higher heating value, the exergy, the step or peak initial temperature and ignition spontaneous temperature were determined. The bagasse boiler performance was determined through the application of Thermodynamic First and Second Law. In the first law analysis, the boiler efficiency was determined through (i) Input/Output and (ii) Energy Balance Method, which were calculated based on higher heating value (HHV) and lower heating value (LHV). In the second law analysis, the product/fuel and exergy balance methods were applied. A methodology of exergy balance, specific for wet fuels, was developed and applied in this work. Through these analyses the performance of four steam generation systems was studied. These systems were composed by: (i) steam generator, high temperature economizer, air heater and low temperature economizer; (ii) steam generator, air heater and economizer; (iii) steam generator, air heater and bagasse dryer and (iv) steam generator, economizer, air heater and bagasse dryer. The results showed that the bagasse moisture content effect is the most important factor in boiler performance, which can be improved with the inclusion of bagasse dryers. Besides, the steam generation system composed by: steam generator, economizer, air heater and bagasse dryer presented the best thermodynamic performance and also the lowest cost of the waste gases energy recovery system.

Key Words

Boiler, bagasse, economizer, air heater, dryer, exergy.

Índice

Lista de Figuras	xv
Lista de Tabelas	xix
Nomenclatura	xxi
Capítulo I: Introdução	1
Capítulo II: Revisão da Literatura	5
2.1 Caldeiras: O estado da arte	5
2.1.1 Caldeiras Supercríticas	7
2.1.2 Caldeiras de bagaço no setor <i>sucroalcooleiro</i> Brasileiro	9
2.1.3 Projeto da caldeira	13
2.2 Elementos Recuperadores de calor	16
2.2.1 Pré-aquecedor de Ar	16
2.2.2 Economizador	20
2.2.3 Secadores de bagaço de cana: O estado da arte	22
2.2.3.1 Sistemas Experimentais	27
2.2.3.2 Vantagens da secagem de bagaço de cana	28
2.3 Pré-Ar, Economizador e Secador de bagaço - Qual destes equipamentos usar?	29
2.4 Combustão do bagaço: Grelhas e sistemas de combustão.	32

2.4.1	Grelhas basculante	33
2.4.2	Grelha <i>Pin Hole</i>	33
2.4.3	Grelha Rotativas	34
2.4.4	Grelha Vibro-fluidizada	34
2.4.5	Combustão em leito fluidizado Atmosférico (AFBC)	35
2.4.6	Combustão em Leito fluidizado circulante (CFBC)	35
2.5	Incentivos à Cogeração de energia elétrica	35
2.6	Legislação das emissões dos gases ao meio ambiente	37
2.7	Sistemas de Cogeração usadas em Indústria de Cana de Açúcar	39
2.8	Aplicação de CFD no projeto de caldeiras	40
	Capítulo III: Caracterização do bagaço de cana	43
3.1	Composição do bagaço de cana	44
3.2	Caracterização das partículas de bagaço	45
3.3	Análise de peneira	47
3.3.1	Procedimento Experimental	47
3.3.2	Resultados da análise de tamanhos por peneiramento	47
3.3.3	Cuidados importantes durante a análise de peneira das partículas de bagaço de cana	54
3.3.4	Comparação dos tamanhos das partículas obtidas pela Moenda e pelo Difusor	55
3.3.5	Determinação do percentual de fibra e pó no bagaço (Difusor e Moenda)	57
3.3.6	Determinação das características geométricas das partículas do bagaço	63
3.4	Velocidade Terminal e Coeficiente de Arraste	72
3.4.1	Modelagem da Velocidade Terminal e do Coeficiente de Arraste	73

3.5	Poder calorífico do bagaço de cana	80
3.6	Exergia do bagaço de cana	82
3.6.1	Exergia física	82
3.6.2	Exergia química	83
3.6.2.1	Proposta de Szargut et al. (1988)	83
3.6.2.2	Proposta de Wittwer	87
3.7	Temperatura de Ignição Espontânea do bagaço de cana	93
3.7.1	Materiais e Métodos	93
3.7.2	Descrição do Procedimento experimental	94
3.7.3	Resultados	94
3.8	Conclusões do capítulo	100
Capítulo IV: Balanços de Massa, Energia e Exergia e Transferência de Calor		103
4.1	Descrição do Sistema de geração de vapor	104
4.1.1	Caso I	104
4.1.2	Caso II	105
4.1.3	Caso III	106
4.1.4	Caso IV	107
4.2	Análise termodinâmica da caldeira de bagaço	108
4.2.1	Gerador de vapor	112
4.2.1.1	Combustão adiabática do bagaço seco com ar estequiométrico	113
4.2.1.2	Mistura e evaporação da umidade do bagaço	116
4.2.1.3	Processo de transferência de calor	120
4.2.2	Sistema recuperador de energia dos gases de exaustão (SREG)	124
4.2.2.1	Economizador	124

4.2.2.2 Pré-aquecedor de ar	131
4.2.2.3 Secador de bagaço	134
4.3 Cálculo do custo do sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão SREG	144
4.3.1 Custo do Economizador e Pré-aquecedor de ar	145
4.3.2 Custo do Secador Pneumático do bagaço	145
Capítulo V: Eficiência da Caldeira de Bagaço	147
5.1 Eficiência da Caldeira	148
5.1.1 Eficiência da Caldeira (Primeira lei)	149
5.1.1.1 Método das entradas e saídas	149
5.1.1.2 Método do balanço de energia	150
5.2 Eficiência da caldeira de bagaço (Primeira Lei)	154
5.2.1 Eficiência da Caldeira de bagaço – Método das Entradas e Saídas	154
5.2.1.1 Eficiência: Base PCI e PCS	155
5.2.2 Eficiência da Caldeira de bagaço – Método do Balanço de Energia	156
5.2.2.1 Base PCI	157
5.2.2.2 Base PCS	162
5.2.3 Outras metodologias para calcular a Eficiência das Caldeiras de bagaço	166
5.3 Eficiência da caldeira de bagaço – Análise de segunda lei	166
5.3.1 Método dos Insumos e Produtos	167
5.3.2 Método do Balanço de exergia	167
5.4. Discussão do capítulo	169
Capítulo VI: Resultados e Discussões	171
6.1 Validação do programa de cálculo	172

6.2	Sistemas de geração de vapor analisados	175
6.3	Dados termodinâmicos dos sistemas de geração de vapor	177
6.4	Análise de primeira e segunda lei dos sistemas de geração de vapor	179
6.5	Custo do sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão	190
6.6	Minimização do custo do sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão	193
6.7	Conclusões do capítulo	197
	Capítulo VII: Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros	199
	Referências Bibliográficas	203
	Apêndice 1	217
	Apêndice 2	231

Lista de Figuras

2.1	Evolução do desenvolvimento das caldeiras de vapor pela Mitsubishi	6
2.2	Companhia de Potência Elétrica Chubu, Estação de Potência Térmica Kawagoe, caldeira No. 1 e 2 (Mitsubishi)	9
2.3	Companhia de Potência Elétrica Chugoku, Estação de Potência Misumi, Caldeira No. 1 (Mitsubishi)	9
2.4	Evolução das vendas de caldeiras de bagaço de cana pela empresa Caldema	13
2.5	Caldeira de 02 tubulões	15
2.6	Caldeira de 02 tubulões– Usina Unialcool, 120 t/h, 4,2MPa e 480°C	15
2.7	Caldeira de 01 tubulão	15
2.8	Usina Santa Terezinha – Tapejara PR, AMD 300t/h; 6,5MPa e 480°C	15
2.9	Pré aquecedor de ar da caldeira de bagaço	19
2.10	Economizador da caldeira de bagaço	21
2.11	Secador de bagaço na usina Cruz Alta	23
2.12	Secador de bagaço – Usina Barra Grande	25
2.13	Secador de bagaço de cana – Usina Ñuñorco	26
2.14	Secador de bagaço de cana – Usina Leales	27
2.15	Grelha Vibro-fluidizada	34
3.1	Bagaço de cana	45
3.2	Bagaço de cana – Fibra	46
3.3	Bagaço de cana – Pó	46
3.4	Análise de peneira: comportamento da fração de massa retida com a abertura média da peneira para as amostras I e II, obtidas através da moenda	53
3.5	Análise de peneira: comportamento da fração de massa retida com a abertura	

	media da peneira para as amostras I e II, obtidas através do difusor	53
3.6	Comportamento da fração de peso retido com a abertura média da peneira para as amostras obtidas pela moenda e pelo difusor	56
3.7	Comportamento do Peso porcentual da Fibra e do Pó (Difusor)	60
3.8	Comportamento do Peso porcentual da Fibra e do Pó (Moenda)	60
3.9	Comportamento do Peso porcentual da Fibra com o $\text{Ln}(d_p)$ - Difusor	62
3.10	Comportamento do Peso porcentual da Fibra com o $\text{Ln}(d_p)$ - Moenda	63
3.11	Características geométricas do bagaço de cana tipo fibra	64
3.12	Dimensionamento do pó do bagaço de cana	67
3.13	Pó do bagaço de cana	68
3.14	Comparação dos valores das alturas de queda das partículas medidas e calculadas	78
3.15	Coeficientes de arraste versus número de Reynolds para partículas de bagaço tipo fibra	79
3.16	Velocidades das partículas de bagaço de cana com seu diâmetro representativo D_p	80
3.17	Exergia do bagaço de cana para diferentes composições mássicas	92
3.18	Análise termogravimétrica (TG e DTG) para pó de bagaço de cana sob N_2 , com taxa de aquecimento de $10^\circ\text{C}/\text{min}$	95
3.19	Análise termogravimétrica (TG e DTG) para pó de bagaço de cana sob O_2 , com taxa de aquecimento de $10^\circ\text{C}/\text{min}$	95
3.20	Análise de espectrometria de H_2O para pó de bagaço de cana sob O_2 , com taxa de aquecimento de $10^\circ\text{C}/\text{min}$	96
3.21	Análise de espectrometria da CO_2 para pó de bagaço de cana sob O_2 , com taxa de aquecimento de $10^\circ\text{C}/\text{min}$	97
3.22	Termograma do pó de bagaço de cana sob N_2 , com taxa de aquecimento de $10^\circ\text{C}/\text{min}$	98
3.23	Termograma do pó de bagaço de cana sob ar, com taxa de aquecimento de $10^\circ\text{C}/\text{min}$	98
3.24	Termograma do pó de bagaço de cana sob O_2 , com taxa de aquecimento de $10^\circ\text{C}/\text{min}$	99

4.1	Caldeira composta pelo Gerador de vapor, Economizador de alta temperatura, Pré-aquecedor de ar e Economizador de baixa temperatura: Caso I	105
4.2	Caldeira composta pelo Gerador de vapor, Pré-aquecedor de ar e Economizador : Caso II.	106
4.3	Caldeira composta pelo Gerador de vapor, Pré-aquecedor de ar e Secador de bagaço: Caso III	107
4.4	Caldeira composta pelo Gerador de vapor, Economizador, Pré-aquecedor de ar e Secador de bagaço: Caso IV	108
4.5	Volumes de controle do Sistema de geração de vapor – Caso IV	109
4.6	Volume de controle no processo de combustão adiabática do bagaço seco	113
4.7	Volume de controle no processo de mistura e evaporação da umidade do bagaço	116
4.8	Volume de controle no processo de transferência de calor no Gerador de Vapor	120
4.9	Economizador industrial usado nas caldeiras de bagaço	125
4.10	Volume de controle do Economizador	125
4.11	Pré-aquecedor de Ar industrial das caldeiras de bagaço de cana	131
4.12	Volume de controle do Pré-aquecedor de Ar	132
4.13	Secador industrial de bagaço de cana	136
4.14	Volume de controle do secador de bagaço de cana	136
5.1	Análise termodinâmica aplicada à caldeira de bagaço de cana	148
5.2	Volume de controle da caldeira	153
5.3	Carta de perdas por radiação padrão ABMA (ASME PTC 4.1, 1964)	161
6.1	Sistema composto pelo Gerador de vapor, Economizador I, Pré-ar e Economizador II – Caso I	175
6.2	Sistema composto pelo Gerador de vapor, Pré aquecedor de ar e Economizador: Caso II	176
6.3	Sistema composto pelo Gerador de vapor, Pré aquecedor de ar e Secador: Caso III	176
6.4	Sistema composto pelo Gerador de vapor, Economizador, Pré-aquecedor de Ar e Secador de bagaço – Caso IV	177
6.5	Diagrama de Sankey: Caso I - Base PCI	179
6.6	Diagrama de Sankey: Caso I - Base PCS	179

6.7	Diagrama de Sankey: Caso III - Base PCI	181
6.8	Diagrama de Sankey: Caso III - Base PCS	181
6.9	Diagrama de Grasmam – Caso I	183
6.10	Diagrama de Grasmam – Caso II	183
6.11	Diagrama de Grasmam – Caso III	184
6.12	Diagrama de Grasmam – Caso IV	184
6.13	Destruição de Exergia: Caso I	185
6.14	Destruição de Exergia: Caso II	185
6.15	Destruição de Exergia: Caso III	186
6.16	Destruição de Exergia: Caso IV	186
6.17	Temperatura dos gases ao longo do percurso na caldeira, para os casos: I, II, III e IV	188
6.18	Irreversibilidades nos equipamentos dos Casos I, II, III e IV	189
6.19	Comportamento das áreas de transferência de calor do Pré aquecedor de ar e do Economizador com $T_{g,7}$.	192
6.20	Comportamento do custo do Pré aquecedor de ar e do Economizador com $T_{g,7}$.	193

Lista de Tabelas

2.1	Caldeiras Supercríticas instalado no mundo	11
2.2	Áreas de transferência de calor do Pré-aquecedor de ar industrial usado nas caldeiras de bagaço (Dados industriais)	18
2.3	Áreas de transferência de calor de economizadores industriais usados nas caldeiras de bagaço (Dados industriais)	21
2.4	Secadores de bagaço ao redor do mundo	30
2.5	Limites para poluentes atmosféricos provenientes da queima do bagaço de cana	38
2.6	Limites máximos de emissão de CO	39
2.7	Tecnologias com potencial uso nas usinas de cana de açúcar	42
3.1	Composição química do bagaço seco em %	44
3.2	Características do sistema de preparação das amostras de bagaço analisadas	46
3.3	Parâmetros de trabalho usados por diversos autores na caracterização do bagaço de cana	49
3.4	Análise de peneira da amostra I obtida através da moenda	51
3.5	Análise de peneira da amostra II obtida através da moenda	51
3.6	Análise de peneira da amostra I obtida através do difusor	52
3.7	Análise de peneira da amostra II obtida através do difusor	52
3.8	Diâmetro medio do bagaço ($\overline{d_p}$) para as amostras I e II, da moenda e do difusor	54
3.9	Peneirado das amostras representativas obtidas através da moenda e do difusor	55
3.10	Análise por peneiramento das partículas grossas do difusor - Tyler: 3,5	57
3.11	Porcentual da fibra e do pó da amostra obtida através do Difusor	58
3.12	Porcentual da fibra e do pó da amostra obtida através da Moenda	59

3.13	Comparação do peso porcentual de fibra com dados encontrados na literatura	61
3.14	Valores médios, máximos e mínimos das fibras longas de bagaço obtidas através do difusor e da moenda, para cada fração separada por peneiramento	69
3.15	Valores médios, máximos e mínimos das fibras curtas de bagaço obtidas através do difusor e da moenda, para cada fração separada por peneiramento	70
3.16	Diâmetros representativos (D_p) das fibras longas e curtas obtidas pela moenda e pelo difusor, para cada fração separada por peneiramento	71
3.17	Diâmetro representativo (D_p) e médio (\bar{d}_p) para as partículas de moenda e do difusor	71
3.18	Densidades aparentes das fibras do bagaço seco, para diferentes malhas Tyler	72
3.19	Poder calorífico inferior do bagaço de cana (40% b.u)	81
3.20	Composição do ar de reação saturado de vapor de água	88
5.1	Comparação dos métodos para a determinação da Eficiência das Caldeiras	152
6.1	Dados industriais e simulados da Caldeira (6,5MPa, 500°C e 500 t/h)	174
6.2	Dados Termodinâmicos dos Sistemas de geração de vapor, Casos I, II, III e IV, da caldeira de 200 t/h de vapor em 6,5MPa e 500°C.	178
6.3	Eficiências de primeira e segunda lei para diferentes níveis de pressão e temperatura do vapor	182
6.4	Custo do sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão dos sistemas de geração de vapor, casos I, II, III e IV.	191
6.5	Coeficientes de transferência de calor globais no pré aquecedor ar e no Economizador	191
6.6	Redução de custos dos Sistemas de Recuperação de energia dos sistemas de geração de vapor: casos I, II, III e IV	195
6.7	Temperaturas dos gases no Sistema de Recuperação de energia dos sistemas de geração de vapor: casos I, II, III e IV	196

Nomenclatura

Letras Latinas

A	– Área de transferência de calor	[m ²]
a_p, b_p	- dimensões da partícula de bagaço	[mm]
af_{gr}	- Fração do conteúdo total de cinzas do combustível na grelha	[-]
af_{ah}	- Fração do conteúdo total de cinzas do combustível no pré aquecedor de ar	[-]
af_{wh}	- Fração do conteúdo total de cinzas do combustível no lavador de gases	[-]
a_{est}	- Número de moles do ar estequiométrico	[kmol/s]
A_p	- área projetada máxima da partícula de bagaço	[m ²]
$AF_{molar,exc}$	- Relação ar/combustível com ar em excesso	[-]
$AF_{molar,est}$	- Relação ar/combustível em condições estequiométricas	[-]
b	– Exergia específica	[kJ/kg]
b_{est}	- Número de moles do CO ₂ , em condições estequiométricas	[kmol/s]
b_{exc}	- Número de moles do CO ₂ , com excesso de ar	[kmol/s]
B_b	- Exergia do bagaço seco, na entrada da caldeira	[kW]
b_2	- Combustão adiabática do bagaço seco	[%]
b_3	- Mistura e evaporação da umidade do bagaço	[%]
b_4	- Transferência de calor entre os gases e vapor no gerador de vapor	[%]
b_5	- Transferência de calor entre os gases e a água, no economizador	[%]
b_6	- Transferência de calor entre os gases e o ar, no pré-ar	[%]
b_7	- Secagem do bagaço, no secador de bagaço	[%]

b_8 - Mistura dos gases de combustão, no meio ambiente	[%]
cf_{gr} - Conteúdo de carbono fixo nas cinzas recolhidas na grelha	[-]
cf_{ah} - Conteúdo de carbono fixo retido no pré aquecedor de ar	[-]
cf_{wh} - Conteúdo de carbono fixo no material separado no lavador de gases	[-]
\mathbf{C}_{est} - número de moles do H_2O , em condições estequiométricas	[kmol/s]
c_{exc} - Número de moles da H_2O , com excesso de ar	[kmol/s]
C – Custo	[R\$]
C_d – Coeficiente de arrasto	[-]
c_p - Calor específico do bagaço	[kJ/kg K]
\mathbf{d}_{est} - número de moles do N_2 , em condições estequiométricas	[kmol/s]
d_{exc} - Número de moles do N_2 , com excesso de ar	[kmol/s]
d_t - Diâmetro do tubo	[m]
$\overline{d_p}$ – Diâmetro médio da partícula	[mm]
D_p – Diâmetro representativo da partícula	[mm]
e – Emissividade	[-]
\mathbf{e}_{exc} - Número de moles do ar, considerando excesso de ar	[kmol/s]
\dot{G}_g - Fluxo mássico específico do gás	[kg/m ² -s]
g – aceleração da gravidade	[m/s ²]
I – Irreversibilidade	[kW]
H – Altura de queda das partículas de bagaço, calculada numericamente	[m]
h – Entalpia específica	[kJ/kg]
h_c - Coeficiente convectivo	[W/m ² K]
h_{rg} - Coeficiente radiativo de transferência de calor	[W/ m ² K]
\mathbf{k}_g - Condutividade térmica	[W/m K]
L_m – Comprimento da partícula de bagaço	[mm]
L_d - Comprimento do duto pneumático	[m]
$\dot{\mathbf{m}}$ - Vazão mássica	[kg/s]
n – Número de partículas	[-]

n_p - Número de moles dos produtos	[kmol/s]
n_b - Número de moles do combustível	[kmol/s]
n_{ar} - Número de moles do ar	[kmol/s]
Nu - Número de Nusselt	[-]
P_o - Pressão de referência	[kPa]
Pr - Número de Prandtl	[-]
q_a - Calor disponível do combustível, base PCI	[kJ/kg]
q_a^* - Calor disponível do combustível, base PCS	[kJ/kg]
q_2 - Perda de energia com os gases de exaustão	[%]
q_2^* - Perda de energia sensível com os gases de exaustão secos	[%]
q_3 - Perda de energia pela não combustão química	[%]
q_4 - Perda de energia pela não combustão mecânica	[%]
q_5 - Perda de energia ao meio ambiente	[%]
q_6 - Perda de energia com as cinzas e a escoria	[%]
q_7 - Perda de energia pelas purgas nas caldeiras	[%]
q_8^* - Perda de energia devido à evaporação da água formada a partir do hidrogênio contido no combustível	[%]
q_9^* - Perda de energia devido à evaporação da água proveniente da umidade do bagaço	[%]
R – Constante universal dos gases	[kJ/kmol K]
Re – Número de Reynolds	[-]
s – Entropia específica	[kJ/kg K]
S_b - Seção da coluna ocupada pelos sólidos	[m ²]
S_g - Seção da coluna ocupada pelos gases	[m ²]
S_t - Seção total ocupada no duto	[m ²]
S_h - Soma dos quadrados das diferenças das alturas, medidas e calculadas	[m ²]
S_p – Seção da partícula de bagaço	[m ²]
ss – Sólidos solúveis no bagaço	[%]

T_{sat}	- Temperatura de saturação do vapor na pressão da caldeira	[°C]
T_{sg}	- Temperatura de saturação adiabática dos gases	[°C]
T_o	- Temperatura de referência	[K]
$T_{fg,eco}$	- Temperatura média do filme do gás	[°C]
t_m	- Tempo de queda da partícula	[s]
t_b	- Tempo de residência das partículas de bagaço no duto pneumático	[s]
t_{fc}	- Teor de fibra na cana	[%]
t_{fb}	- Teor de fibra no bagaço	[%]
U	- Coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² K]
V	- Velocidade da partícula de bagaço	[m/s]
V_t	- Velocidade terminal	[m/s]
Vol_p	- Volume da partícula de bagaço	[m ³]
V_g	- Velocidade dos gases	[m/s]
W	- Peso	[kg]
X	- Umidade do bagaço, duto pneumático (base seca)	[-]
Y	- Umidade dos gases, duto pneumático (base seca)	[-]
Z	- Fração mássica dos componentes	[%]
Z_m	- Altura medida	[m]
Δg	- Entalpia específica livre de reação	[kJ/kg]

.....

Letras Gregas

α_b	- Parâmetro que relaciona a área superficial com a massa da partícula	[m ² /kg]
μ	- viscosidade cinemática	[kg / m s]
ρ	- massa específica	[kg/m ³]
ε	- Efetividade	[%]
η	- Eficiência de primeira lei	[%]
ξ	- Eficiência de segunda lei	[%]

ξ^{II} –Eficiência exergética da Caldeira em base ao balanço de exergia	[%]
λ – Entalpia de vaporização da água	[kJ/kg]

.....

Superescritos

f - física

c – química

.....

Subscritos

a - cinza

ar – ar

are - ar em excesso

ah – Pré-aquecedor de ar

b – bagaço

bd – bagaço seco

com – combustão adiabática do bagaço seco

d – Duto pneumático

eco – Economizador

enx – Enxofre

g – gases

gd – gases secos

gs – gases secos

gv – gerador de vapor

ic – Entrada á caldeira

id – Entrada ao duto pneumático do secador

iah – Entrada ao pré-aquecedor de ar

ibt – Entrada ao banco de tubos

icom – Entrada ao processo de combustão

ieco – Entrada ao economizador
 imis – Entrada ao processo de mistura e evaporação
 isec – Entrada ao secador de bagaço
 ish – Entrada ao super-aquecedor de vapor
 l - perda
 mis –mistura e evaporação do conteúdo de umidade do bagaço com os gases de combustão e o ar em excesso
 oc – Saída da caldeira.
 oah – Saída do pré-aquecedor de ar
 obt – Saída do banco de tubos
 ocom – Saída do processo de combustão
 od – Saída do duto pneumático do secador
 oeco – Saída do economizador
 omis – Saída do processo de mistura e evaporação
 osec – Saída do secador de bagaço
 osh – Saída do super-aquecedor de vapor
 p – produto
 pw – purga de água da caldeira
 sec – Secador de bagaço
 s – vapor
 sh – Super-aquecedor de vapor
 vh - vapor de água produzido a partir do hidrogênio no combustível
 vubc - vapor de água desde o conteúdo de umidade do bagaço
 w – água
 wg – gases úmidos

.....

Abreviações

AH - Pré-aquecedor de ar.

b.u. – Base úmida.

CHA – Chaminé.

ECO I - Economizador de alta temperatura.

ECO II - Economizador de baixa temperatura.

IPT – Temperatura de início de pico ou step (°C)

LMTD – Diferença de temperatura média logarítmica.

PCI – Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg)

PCS – Poder calorífico superior do combustível (kJ/kg)

SEC – Secador.

SREG – Sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão.

SG – Gerador de vapor

TEGS – Temperatura de entrada dos gases ao secador (°C)

SIT – Temperatura de ignição espontânea do bagaço (°C)

ubc – Umidade do bagaço de cana (b.u.).

Capítulo 1

Introdução

Desde os primórdios da história, o homem procurou suprir as suas necessidades básicas como alimentação, vestuário e energia. Isto o levou ao aperfeiçoamento de diferentes técnicas entre elas a caça e a obtenção do fogo; este último foi considerado a maior conquista do homem pré-histórico. O fogo serviu como proteção afastando os predadores e foi usado na caça, também, no inverno e em épocas gélidas o fogo abrigou o ser humano.

Posteriormente, com a chegada da revolução industrial, a produção de bens deixou de ser artesanal e passou a ser industrial. Este período caracterizou-se pelo uso de máquinas movidas pelo vapor, sendo a lenha e depois o carvão, as fontes energéticas.

Nas instalações industriais atuais, diversos elementos compõem o sistema de geração de energia: caldeiras, turbinas a vapor, motores de combustão, turbinas a gás, etc. Entre estes elementos destaca-se a caldeira de vapor, a qual normalmente constitui-se como o componente mais importante e mais caro do sistema de geração de energia, no ciclo rankine.

Nos sistemas de cogeração, como os do setor *sucroalcooleiro*, usam-se caldeiras aquatubulares para a produção do vapor. Estas caldeiras usam como combustível o bagaço de cana, o qual é um subproduto do processo de fabricação de açúcar e de álcool.

Embora sendo importantes, as caldeiras de bagaço têm experimentado um desenvolvimento tímido em relação às caldeiras usadas em outros setores, como o de papel e celulose as quais

apresentam parâmetros de operação de até 12MPa e 520°C (Kawano, 2006). No setor *sucroalcooleiro* Brasileiro os máximos parâmetros de operação são: 6,7MPa, 480°C e 300 t/h de vapor (Barata, 2006). Porém, projetos de caldeiras com pressões de 9MPa, estão sendo desenvolvidos. No setor *sucroalcooleiro* da Índia, caldeiras com parâmetros de 10,7MPa e 540°C estão programadas para entrar em operação neste ano (Subramanian e Marwaha, 2006).

Quando comparados estes níveis de operação com os parâmetros de caldeiras supercríticas, podemos observar que ainda existe um longo caminho a ser percorrido, visando a otimização do sistema de cogeração do setor *sucroalcooleiro*. Este desenvolvimento dependerá fortemente do incentivo do governo à venda de energia elétrica das usinas à rede nacional e à melhoria da eficiência energética nos sistemas de cogeração de energia. Também, serão importantes as parcerias, de pesquisa e desenvolvimento, por parte das universidades e empresas; já que atualmente a tecnologia na fabricação de caldeiras normalmente é importada por parte dos fabricantes nacionais; os quais a adquirem através de parcerias com fabricantes estrangeiros. Isto produz um vácuo de conhecimento no projeto de caldeiras e poucas perspectivas de melhoria no desenvolvimento das caldeiras de bagaço.

Assim existe uma lacuna de dados na literatura com relação ao projeto de caldeiras de bagaço e à otimização do mesmo. Este trabalho visa contribuir nesta área com a análise do desempenho termodinâmico da caldeira de bagaço e a análise econômica do seu sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão (SREG). Nesta análise foram considerados quatro sistemas de geração de vapor, os quais foram compostos basicamente pelo gerador de vapor (fornalha, feixe tubular, e superaquecedor) e pelo sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão - SREG (Economizador, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço de cana). Estes sistemas apresentaram os seguintes arranjos: (i) Gerador de vapor, economizador de alta temperatura, pré-aquecedor de ar, economizador de baixa temperatura; (ii) Gerador de vapor, pré-aquecedor de ar e economizador; (iii) Gerador de vapor, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço; (iv) Gerador de vapor, economizador, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço.

Foi realizado o dimensionamento do economizador, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço de cana, e na base do mesmo determinou-se o custo do sistema de recuperação de energia

dos gases de exaustão; seguidamente este custo foi minimizado. Também, o desempenho termodinâmico dos diferentes sistemas de geração de vapor foi determinado.

Este trabalho é apresentado na forma de capítulos, conforme descrito a seguir:

CAPÍTULO 1. Introdução: Apresenta-se brevemente a motivação do trabalho, os seus objetivos e o seu conteúdo através da descrição resumida de capítulos.

CAPÍTULO 2. Revisão da Literatura: Apresenta o estado da arte das caldeiras de bagaço brasileiras, assim como a evolução das caldeiras até o desenvolvimento das supercríticas. Descrevem-se os equipamentos recuperadores de calor utilizados nas caldeiras de bagaço: economizador, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço. Neste capítulo também é apresentado o estado da arte dos secadores de bagaço de cana.

CAPÍTULO 3. Caracterização do Bagaço. Foram estudadas as propriedades do bagaço: tamanho e forma de duas amostras obtidas pela moenda e pelo difusor, a determinação experimental do coeficiente de arraste e velocidade terminal. Também se determinou o poder calorífico, a exergia, a temperatura de ignição espontânea e a temperatura na qual se inicia a perda de massa, com a liberação de voláteis, do bagaço de cana.

CAPÍTULO 4. Balanço de Massa, de Energia e de Exergia; e Transferência de Calor: Neste capítulo, os sistemas de geração de vapor compostos por: (i) Gerador de vapor, economizador de alta temperatura, pré-aquecedor de ar, economizador de baixa temperatura; (ii) Gerador de vapor, pré-aquecedor de ar e economizador; (iii) Gerador de vapor, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço; (iv) Gerador de vapor, economizador, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço, foram estudados.

Para isso, estes sistemas foram divididos em volumes de controle, aos quais foram aplicados o balanço de massa, de energia e de exergia. Os equipamentos que constituem o sistema recuperador de energia dos gases de exaustão SREG: economizador, pré-aquecedor de ar

e secador de bagaço foram calculados e dimensionados. Assim, o custo do SREG, para cada sistema de geração de vapor, foi determinado e minimizado.

CAPÍTULO 5. Eficiência da Caldeira: Neste capítulo são descritas e aplicadas as metodologias de cálculo do desempenho termodinâmico da caldeira de bagaço. Considerando a Primeira Lei da Termodinâmica, a eficiência da caldeira determinou-se através dos métodos: (i) Entradas e Saídas e (ii) Balanço de Energia. A eficiência determinou-se usando duas bases de cálculo: Base PCS e PCI.

No caso da Segunda Lei da Termodinâmica foi desenvolvida a metodologia de cálculo do balanço de exergia aplicado às caldeiras de bagaço. Através desta metodologia, as perdas de exergia podem ser observadas ao longo do processo identificando-se claramente as causas que originam as mesmas. Também, foi aplicada a metodologia dos insumos e produtos na determinação da eficiência da caldeira.

CAPÍTULO 6. Resultados e Discussão: Neste capítulo foi validado o programa usado para os cálculos, desenvolvido no software EES[®], com dados industriais obtidos de um fabricante nacional de caldeiras. O desempenho termodinâmico da caldeira assim como o custo do seu SREG é analisado e discutido. Seguidamente em base a estes resultados um dimensionamento otimizado do SREG, para cada sistema de geração de vapor, foi obtido.

CAPÍTULO 7. Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros: Neste capítulo são apresentadas as conclusões de acordo aos objetivos propostos. Também são sugeridos temas para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

As caldeiras de vapor são equipamentos utilizados em diversos setores industriais, que podem usar diversos combustíveis, tais como, líquidos, gasosos e sólidos para a geração de vapor. No setor *sucroalcooleiro*, por exemplo, as caldeiras queimam um subproduto da própria usina denominado: bagaço de cana. Este material é caracterizado pelo seu alto conteúdo de umidade, o qual torna difícil sua queima; porém, representa um grande potencial de geração de energia elétrica nas usinas de açúcar e álcool, podendo inclusive ser obtido álcool, *pellets*, briquetes e papel a partir dele.

Perante a importância dos geradores de vapor, no setor industrial, será apresentada a revisão da literatura sobre tais equipamentos.

2.1 Caldeiras: O estado da arte

No contexto mundial, as caldeiras que tem tido o maior desenvolvimento são aquelas onde o combustível é fóssil; basicamente carvão, gás e óleo pesado; pode-se observar, na fig. 2.1, o desenvolvimento das caldeiras de acordo com a empresa Mitsubishi ao longo do tempo. Neste gráfico foram inseridas duas linhas verdes contínuas que representam a situação atual das caldeiras de bagaço brasileiras de maiores parâmetros no mercado (6,7MPa e 510°C). O tipo de caldeira usado neste nível de pressão e temperatura do vapor é denominado de 1 tubulão ou simplesmente “*Monodrum*”. Este tipo de caldeiras é produzido pela Empresa Mitsubishi desde o ano 1940. Isto mostra o longo caminho que ainda precisa ser percorrido visando a obtenção da

máxima eficiência deste equipamento, o qual é o principal elemento em sistemas de cogeração em usinas de açúcar de açúcar e álcool.

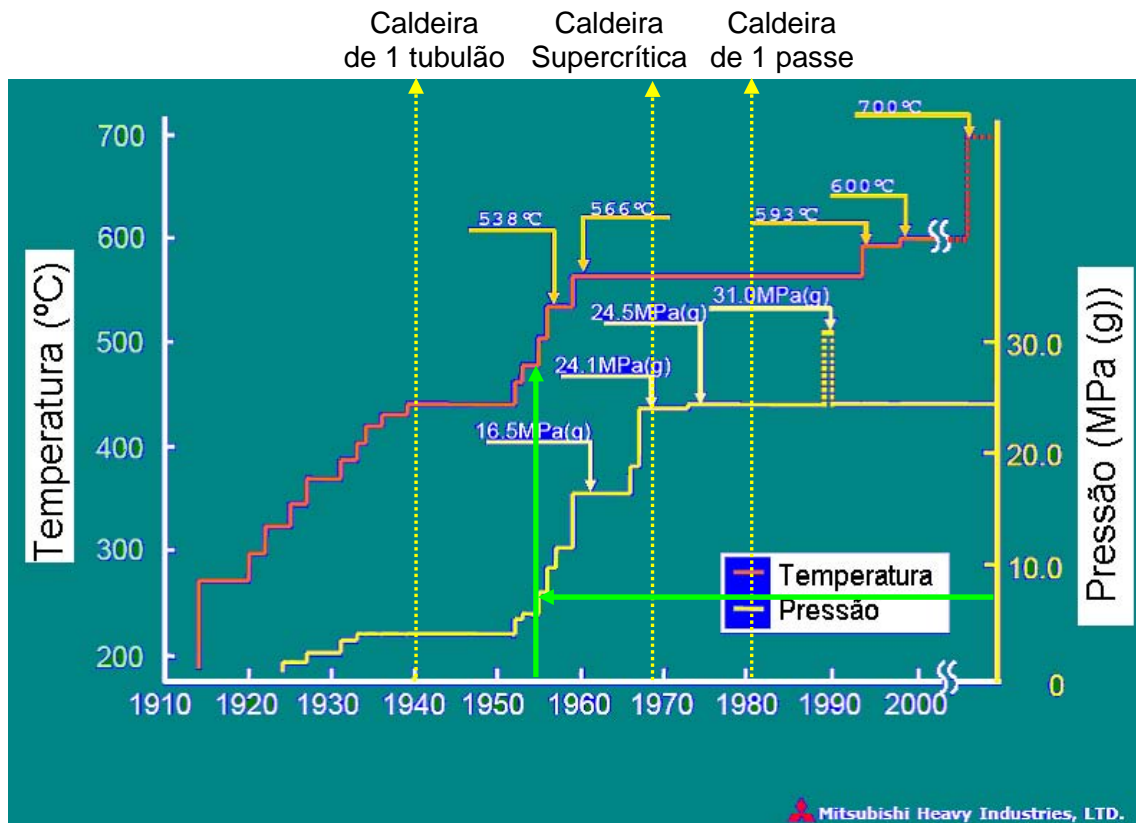


Figura 2.1 Evolução do desenvolvimento das caldeiras de vapor pela empresa Mitsubishi.

Fonte: (<http://library.iaea.org/dbtw-wpd/textbase/work/2004/coal/SusumuSato.pdf>)

Diante dessa situação surge a pergunta: Por que as caldeiras de bagaço de cana têm sido tão pouco desenvolvidas ao longo do tempo?

Para responder a esta questão, primeiro colocaremos que o tempo de desenvolvimento da tecnologia relacionada à combustão industrial não é curto. Por exemplo, a primeira instalação comercial da caldeira de vapor supercrítica que usou carvão, como combustível, foi realizada em 1957; trinta anos depois que a pesquisa, nesse tipo de caldeira, tinha sido iniciada (Smith, 1998). Entretanto, a gasificação da biomassa tem sido objeto de estudos experimentais, no mínimo ao

longo dos últimos 25 anos, e ainda não é comercial para instalações em escala de média e de grande porte (Joyce e Dixon, 2006). Por outro lado, menos do que 1% das caldeiras de vapor no mundo, por capacidade, são caldeiras de biomassa, das quais a maior proporção corresponde às caldeiras de bagaço (Wade, 2005 apud Joyce e Dixon, 2006).

Assim, as caldeiras de bagaço representam um pequeno setor para os grandes fabricantes, aqueles capazes de produzir inovações; tornando difícil justificar o desenvolvimento de tecnologia especificamente dirigida a este combustível.

Nos sistemas de cogeração das usinas de açúcar e de álcool, a eficiência da caldeira é o parâmetro mais influente. Também, quando o desempenho do sistema de cogeração é avaliado, percebe-se que o fator mais importante para melhorar o desempenho é o aumento dos parâmetros de pressão e temperatura do vapor (Upadhiaya, 1991, Sanchez e Nebra, 2002; Natu S.C. 2005; e Sosa-Arno et al. 2005a).

Desta maneira, as caldeiras de altos níveis de pressão e temperatura de vapor são as que permitem obter a máxima eficiência do sistema de cogeração. Estas caldeiras normalmente denominadas Supercríticas, devido a que operam em pressões e temperatura maiores do que o ponto crítico 22,06MPa e 374°C, são abordadas a seguir.

2.1.1 Caldeiras Supercríticas

O principal motivo para o desenvolvimento das caldeiras de um passe, em inglês “*once trough boiler*” foi sem dúvida o desejo de melhorar a segurança dos produtos devido às falhas associadas aos vasos de pressão das caldeiras flamotubulares e das caldeiras aquatubulares. Nos estados Unidos são reportadas patentes para as caldeiras de um passe desde 1824. Entretanto, a primeira aplicação comercial significativa deste tipo de caldeiras foi feita por Mark Benson, um inventor checoslovaco, que desenvolveu um sistema para fornecer 4 t/h de vapor para a companhia elétrica inglesa Ltda. em Rugby, Inglaterra em 1923.

Esta unidade foi projetada para operar em pressões críticas com a intenção que operando nestas pressões, evitar-se-ia o sobre aquecimento dos tubos e a deposição dos sólidos. Mark Benson continuou o seu trabalho de desenvolvimento o qual incluiu a instalação de uma unidade de 113 t/h de vapor na Bélgica em 1930; esta unidade também foi projetada para trabalhar em pressões supercríticas. A esperança na superação dos problemas por operação em pressões críticas, não foi satisfeita sendo necessário reduzir a pressão de operação da caldeira para superar problemas de falhas nos tubos. Neste caso, a visão do inventor ultrapassou a tecnologia disponível na época para o material dos tubos e para o controle químico da água.

Babcock & Wilcox depois de aproximadamente 30 anos de pesquisa e desenvolvimento conseguiram a operação do primeiro sistema de vapor ultra-supercrítico na empresa *The American Electric Power (AEP)*, no ano 1957. Esta caldeira apresentou uma capacidade nominal de 125 MW, pressão de 31,4 MPa, e uma temperatura de 621/566/538 °C no superaquecedor, re-aquecedor 1, e re-aquecedor 2; respectivamente. Em 1980, depois de aproximadamente duas décadas, a caldeira supercrítica da Babcock & Wilcox entrou em operação na Appalachian Power / AEP estação Mountaineer. Esta caldeira apresentou uma capacidade de 1300 MW, pressão de 26,5 MPa e temperatura do vapor de 543 e 538°C no superaquecedor e no re-aquecedor, respectivamente, de acordo a Smith (1998).

Uma característica importante das caldeiras supercríticas é a sua confiabilidade. Um exemplo é a *AEP Mountaineer Plant*, a qual representa o recorde mundial com 607 dias consecutivos de operação sem parar.

Nas Fig 2.2 e 2.3 são apresentadas duas caldeiras supercríticas fabricadas pela empresa Mitsubishi, a Companhia de potência elétrica Chubu e Chogoku, respectivamente.



Figura 2.2 Companhia de potência elétrica Chubu, Estação de potência térmica, caldeiras N° 1 e 2 (Mitsubishi)



Figura 2.3 Companhia de potência elétrica Chugoku, Estação de potência Misumi, caldeira N° 1 Boiler (Mitsubishi)

Fonte: http://www.mhi.co.jp/power/e_power/product/index.html

A tabela 2.1 apresenta algumas das instalações de caldeiras supercríticas dos principais fabricantes no mundo. Note-se que a Empresa Foster Wheeler desenvolveu uma caldeira supercrítica que usa carvão e biomassa como combustível.

2.1.2 Caldeiras de bagaço no setor *sucroalcooleiro* Brasileiro

Nos primórdios do Proálcool, em torno de 1975, as usinas de cana de açúcar eram muito pouco eficientes do ponto de vista energético. Naquela época as caldeiras produziam vapor saturado em pressões de 1 a 1,4MPa, e apresentavam um consumo de vapor bem acima da média atual 500 kg. de vapor/t. de cana moída. As usinas compravam quase toda a energia elétrica consumida no processo e ainda adquiriam grande quantidade de lenha para complementar o bagaço.

Na primeira metade da década de 80, as usinas do Estado de São Paulo já geravam mais do 60% da eletricidade que consumiam e a compra da lenha estava limitada a pequenas quantidades, usadas na partida das caldeiras, no início da safra.

A auto-suficiência energética das usinas foi atingida quando a condição do vapor chegou a 2,2MPa e 300°C. Estas caldeiras incluíam pré-aquecedor de ar e algum nível de automação. O sistema de cogeração de energia apresentava também turbo geradores multiestágios. Nestas condições poucas usinas vendiam energia elétrica. Esta situação de equilíbrio perdurou por quase 15 anos: as usinas geravam e consumiam em média, para cada tonelada de cana moída, 12 kWh de energia elétrica, 15 kWh de energia mecânica e 330 kWh de energia térmica (550 kg vapor/ t. de cana); o excedente de bagaço ficava entre 0 e 10% e era comercializado como combustível para outras indústrias, como a de suco de laranja. Neste período, caldeiras acima de 3MPa eram raras exceções (Leal, 2006).

Nos anos 90, o setor elétrico brasileiro passou por uma profunda reestruturação, privatização de boa parte das companhias de geração e distribuição e criação do mercado atacadista de Energia (MAE). Entre as mudanças que realmente contribuíram para despertar o interesse do setor *sucroalcooleiro* para a venda de excedentes, podem ser citadas, a criação da figura do Produtor Independente de Energia (PIE) e a liberação do acesso à rede integrada de energia do país aos PIE's, mediante tarifas de transmissão e de distribuição, controladas pelo Governo Federal.

Tabela 2.1 Caldeiras Supercríticas instaladas no mundo (Fonte: Elaboração Própria)

Companhia	Estação	Capacidade Nominal	Pressão do vapor SH	Temperatura na saída	Início de operação	Fabricante	Tipo de Combustível
		MWe	MPa	SH/RH1/RH2	Ano		
Poludniowy Koncern Energetyczny (PKE)	Lagisza	460	27.5	565/580	2007	Foster Wheeler	Carvão, biomassa
Burmeister & Wain	Avedere 2	800	30	580/600	2001	Austrian Energy & Environment Siemens	Óleo pesado, - gas e pellets de madeira
Chugoku Electric Power Co	Misumi	1000	24.6	600/600	1998	Mitsubishi	Carvão
Sonderjyllands Hojspaendingsvaerket			23	542	1995	Burmeister & Wain - Siemens	Biomassa
Soma Joint Electric Power Company	Shinchi	1000	25	542/567	1995	Mitsubishi	Carvão e óleo pesado
Lippendorf Power Plant	Vereinigte Energiewerke	2 x 936	26	554/583	1994	Deutsche Babcock / Siemens	Lignina
Cincinnati G&E/Dayton P&L/ AEP- Zimmer		1300	26.5	543/538	1990	Babcock & Wilcox	Carvão
Columbus Southern Power							
Chubu Electric Power Co	Kawagoe 2	700	31	566/566/566	1990	Mitsubishi	Gas Natural
Chubu Electric Power Co	Kawagoe 1	700	31	566/566/566	1989	Mitsubishi	Gas Natural
AEP-Indiana & Michigan Power	Rockport 2	1300	26.5	543/538	1989	Babcock & Wilcox	Carvão
AEP-Indiana & Michigan Power	Rockport 1	1300	26.5	543/538	1984	Babcock & Wilcox	Carvão
AEP-Appalachian Power	Mountaineer	1300	26.5	543/538	1980	Babcock & Wilcox	Carvão
TU Electric - Generating Div.	Monticello 3	775	26.6	543/541	1977	Babcock & Wilcox	
AEP-Ohio Power/Buckeye Power	Cardinal 3	650	26.6	541/541	1977	Babcock & Wilcox	
AEP-Ohio Power	Gavin 2	1300	26.5	543/538	1975	Babcock & Wilcox	Carvão
Duke Power Company Belews	Creek 2	1100	25.2	542/538	1975	Babcock & Wilcox	
Dayton P&L/Cincinnati G&E/ J.M. Stuart 4		600	26.2	541/541	1975	Babcock & Wilcox	
AEP-Columbus Southern Power							
AEP-Ohio Power	Gavin 1	1300	26.5	543/538	1975	Babcock & Wilcox	Carvão
Duke Power Company Belews	Creek 1	1100	25.2	542/538	1974	Babcock & Wilcox	
AEP-Appalachian Power	Amos 3	1300	26.5	543/538	1974	Babcock & Wilcox	Carvão
Detroit Edison Company	Monroe 4	800	26.2	541/539	1974	Babcock & Wilcox	
Kansas City Power & Light Co./ La Cygne 1		844	26.4	543/541	1973	Babcock & Wilcox	
Kansas Gas & Electric Co.							
Detroit Edison Company	Monroe 3	800	25.5	539/539	1973	Babcock & Wilcox	
Tennessee Valley Authority	Cumberland 2	1300	25.2	539/539	1973	Babcock & Wilcox	Carvão
Cleveland Electric Illuminating	Eastlake 5	680	26.1	541/541	1973	Babcock & Wilcox	
Dayton P&L/Cincinnati G&E/ J.M. Stuart 3		610	26.2	541/541	1973	Babcock & Wilcox	
AEP-Columbus Southern Power							
Tennessee Valley Authority	Cumberland 1	1300	25.2	539/539	1972	Babcock & Wilcox	Carvão
Detroit Edison Company	Monroe 2	800	26.2	541/541	1972	Babcock & Wilcox	
Ohio Edison W.H.	Sammis 7	600	26.1	541/541	1972	Babcock & Wilcox	
Detroit Edison Company	Monroe 1	800	26.2	541/541	1971	Babcock & Wilcox	
Dayton P&L/Cincinnati G&E/ J.M. Stuart 1		610	26.2	541/541	1971	Babcock & Wilcox	
AEP-Columbus Southern Power							
Dayton P&L/Cincinnati G&E/ J.M. Stuart 2		610	26.2	541/541	1971	Babcock & Wilcox	
Columbus Southern Power							
Arizona Public Service/Southern Cal Edison Four	Corners 5	800	25.2	542/542	1970	Babcock & Wilcox	
West Penn Power Hatfield	Ferry 2	575	26.3	541/541	1970	Babcock & Wilcox	
West Penn Power Hatfield	Ferry 1	575	26.3	541/541	1970	Babcock & Wilcox	
Cleveland Electric Illuminating Avon	Lake 9	680	26.1	541/541	1970	Babcock & Wilcox	
New England Power Co. Brayton	Point 3	643	26.2	541/554/568	1969	Babcock & Wilcox	
Tennessee Valley Authority	Paradise 3	1150	25.2	539/539	1969	Babcock & Wilcox	
Arizona Public Service/Southern Cal Edison Four	Corners 4	800	25.2	542/542	1969	Babcock & Wilcox	
Ohio Edison W.H.	Sammis 6	623	26.1	541/541	1969	Babcock & Wilcox	
AEP-Ohio Power	Muskingum 5	591	26.2	538/552/566	1969	Babcock & Wilcox	
AEP-Ohio Power/Buckeye Power	Cardinal 2	590	26.2	538/552/566	1968	Babcock & Wilcox	
Ente Nazionale per l'Energia Elettrica							
AEP-Ohio Power/Buckeye Power	Cardinal 1	590	26.2	538/552/566	1966	Babcock & Wilcox	
AEP-Indiana & Michigan Power							
Tanners	Creek 4	580	25.0	538/552/566	1964	Babcock & Wilcox	
AEP-Appalachian Power	Sporn 5	450	25.0	566/566/566	1960	Babcock & Wilcox	Carvão
AEP-Indiana & Michigan Power	Breed 1	450	25.0	566/566/566	1960	Babcock & Wilcox	
AEP-Ohio Power	Philo 6	125	31.4	621/566/538	1957	Babcock & Wilcox	

A concorrência gerada elevou rapidamente o preço das tarifas de venda de excedente do patamar 10 – 12 US\$/MWh, para cerca de 30 US\$/MWh, viabilizando vários empreendimentos e visando a substituição de caldeiras e turbogeradores obsoletos por novas unidades operando a alta pressão. Estas modernizações foram facilitadas por empréstimos a juros adequados e ofertas e contratos de longo prazo de compra de energia, que serviam de garantias para os empréstimos (Leal, 2006).

Atualmente, no setor *sucroalcooleiro* brasileiro, os máximos parâmetros de pressão, temperatura e vazão de vapor são 6,7MPa, 480°C e 350 t/h; respectivamente. É importante indicar também que projetos de caldeiras com pressões e temperaturas de vapor de 9MPa e 520°C estão sendo desenvolvidos pelos principais fabricantes brasileiros, todos estes projetos correspondem às do tipo de 1 tubulão (Dalmazo, 2007).

Entre os principais fabricantes de caldeiras brasileiros podemos mencionar às empresas Dedini, Sermateq, Equipalcool e Caldema. Esta última empresa foi quem introduziu as caldeiras de 1 tubulão no setor *sucroalcooleiro* mundial (Barata, 2006). Porém, esta tecnologia vem sendo usada, com outros combustíveis, há muito tempo.

Quando observamos o contexto mundial, podemos mencionar que na Índia existem caldeiras de bagaço operando com 8,7MPa e 515°C; porém unidades de 10,7MPa, e 540°C estão sendo fornecidas para as usinas indianas e espera-se que estas últimas comecem sua operação no ano 2007 (Morgerentoh, 2006; Natu, 2006 e Subramanian e Marwaha, 2006). De acordo a McIntyre (2006) em Maurícius e Reunion, os projetos de máximos parâmetros correspondem a pressões de 8,2MPa e 520°C, como citado por Sánchez-Prieto e Barata (2006).

Na Fig. 2.4 é apresentada a evolução de vendas das caldeiras de bagaço de cana, no setor *sucroalcooleiro* brasileiro, pela empresa Caldema. Note-se que nos últimos seis anos as vendas de caldeiras de 2,1MPa e 300°C reduziram-se consideravelmente aparecendo, timidamente, a figura das caldeiras de maiores níveis de pressão e temperatura do vapor.

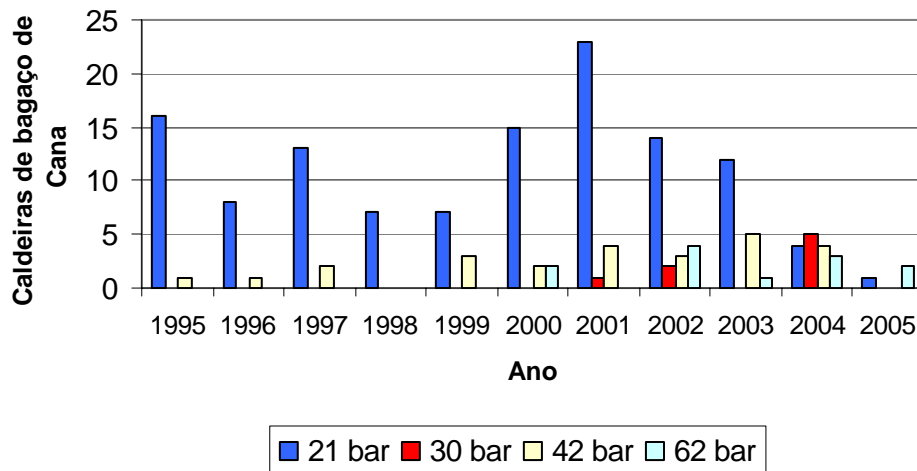


Figura 2.4 Evolução das vendas de caldeiras de bagaço de cana pela empresa Caldema.

2.1.3 Projeto da caldeira

Nos anos 1970 podem ser encontrados modelos como a caldeira SZ-180, cujos parâmetros de operação são: 2,1MPa e 300°C, caracterizando-se por apresentar três tubulões sem economizador. Nesta caldeira, o ar fornecido era apenas ar primário e a queima do bagaço era realizada em pilha. Os três tubulões foram suportados por estruturas metálicas alinhadas com tijolos refratários e apresentava fornalhas tipo ferradura (Sanchez-Prieto e Barata, 2006).

Seguidamente, surgiram as caldeiras de dois tubulões. Um dos progressos mais importantes no seu desenvolvimento foi a evolução das caldeiras de múltiplos passes no feixe convectivo (lado dos gases) para apenas um passe. O feixe convectivo de múltiplos passes garantiu altos coeficientes de troca térmica; mas o alto conteúdo de não queimados nos gases, nas velocidades de operação dos gases, produziu problemas de erosão nas tubulações. Este fato restringiu sua aceitação para capacidades acima de 100 t/h e pressões acima de 4,2MPa, onde a perda de pressão no fluxo dos gases é mais significativa. O projeto das caldeiras de 2 tubulões de passe simples foi especificamente desenvolvido para superar os problemas de erosão que aconteciam nas caldeiras de múltiplos passes e para eliminar o refratário estrutural (Stark, 2006 apud Sanchez-Prieto e Barata, 2006).

No final dos anos 90, próximos aos 2000, as caldeiras de bagaço brasileiras, *bidrum* e de um passe nos gases, atingiram sua máxima expressão construtiva com as caldeiras suportadas inferiormente e superiormente algumas características destas são:

- O ar secundário, introduzido em altas temperaturas, melhorou as condições de combustão produzindo queima parcial em suspensão;
- A presença do economizador permitiu reduzir a temperatura dos gases que saem da caldeira, valores ao redor de 160°C foram atingidos;
- O uso de grelhas como a rotativa, “*Pin Hole*” e vibro-fluidizada tem permitido atender maiores vazões de combustível assim como volume de fornalhas maiores.

Uma das maiores caldeiras de 02 tubulões construída até agora foi instalada na usina de açúcar Invicta CSR. Esta caldeira foi projetada e construída pela empresa John Thompson Engineering em meados dos anos 90 e os seus parâmetros de operação foram: 320 t/h de vapor, 4,3MPa e 350°C. Na Austrália novos projetos de caldeiras têm sido instalados, com parâmetros de 7,2MPa, 510°C e 170 t/h de vapor, de acordo a Stark (2006) apud Sanchez-Prieto and Barata 2006.

O problema limitante das caldeiras de 02 tubulões surge quando altos parâmetros de pressão e temperatura assim como vazão de vapor são requeridos. Assim a partir de pressões de 6,7MPa, temperaturas de 480°C e vazões de vapor acima de 250 t/h, no setor *sucroalcooleiro* brasileiro, tem-se adotado o projeto correspondente às caldeiras de um tubulão (Dalmazo, 2007).

Em outros setores o uso de caldeiras de 1 tubulão é muito comum, no setor de papel e celulose, por exemplo, a Empresa CBC Indústria Pesada Ltda, subsidiária da Empresa Mitsubishi no Brasil e principal fornecedor de caldeiras deste setor, produz somente caldeiras de 1 tubulão (Kawano, 2006).

Porém, na indústria de cana de açúcar esta tecnologia tem sido introduzida recentemente. A primeira caldeira de bagaço de cana de 1 tubulão, instalada pela empresa Caldema começou sua operação no ano 2005 na usina Sta. Terezinha – Tapejara PR/Brasil. Segundo Barata (2006) esta empresa foi o primeiro fabricante a produzir caldeiras de 1 tubulão usando bagaço de cana como

combustível. Em outros países, como a Austrália, por exemplo, não existem caldeiras de bagaço de 1 tubulão (Mann, 2007).

Na figura 2.5 e 2.6 são apresentadas as caldeiras de 2 tubulões, no entanto, a Figura 2.7 apresenta o desenho de uma instalação da caldeira de 1 tubulão, finalmente a Fig. 2.8 apresenta uma fotografia da primeira caldeira de 1 tubulão, a bagaço de cana, instalada no Brasil.

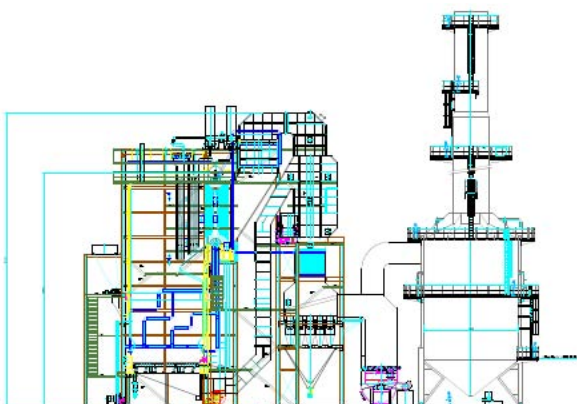


Figura 2.5 Caldeira de 2 tubulões



Figura 2.6 Caldeira de 2 tubulões – Usina Unialcool, 120 t/h, 4,2 MPa e 480°C.

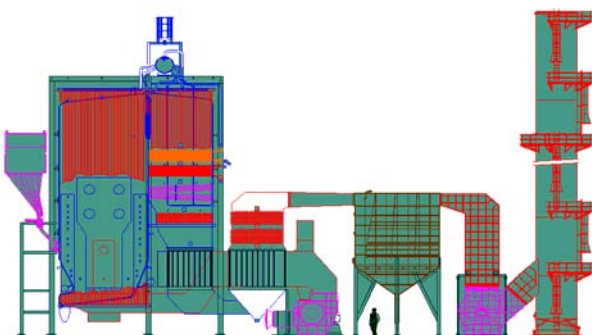


Figura 2.7 Caldeira de 1 tubulão



Figura 2.8 Usina Santa Terezinha – Tapejara PR, AMD 300t/h; 6,5MPa e 480°C.

Algumas características das caldeiras de 1 tubulão são as seguintes:

- Não há tubos mandrilhados no tubulão,
- Menor espessura do tubulão ,
- O tubulão encontra-se fora do circuito de gases,
- Não existe possibilidade de vazamento/desmandrilhamento,
- Menor diferencial de temperaturas externa/interna – costado do tubulão,
- Não existe possibilidade de deformação por falta de água,
- Partidas e paradas mais rápidas – maior vida útil quando há operação cíclica.

2.2 Elementos Recuperadores de calor

As caldeiras de bagaço de cana apresentam três equipamentos com a função de recuperar o calor dos gases de combustão: O Pré-aquecedor de ar comumente denominado pré-ar, o Pré-aquecedor de água denominado economizador e o secador de bagaço de cana. Normalmente, as caldeiras apresentam um arranjo em série, em função do percurso dos gases de combustão, (economizador e pré-aquecedor de ar). Porém, encontram-se também arranjos em paralelo (pré-aquecedor de ar e secador de bagaço de cana) em caldeiras de baixa pressão de vapor. No Brasil, é muito comum encontrar caldeiras de bagaço com um arranjo sequencial economizador / pré- ar ou pré-ar / economizador, especialmente em caldeiras de alta pressão e temperatura do vapor (Dalmazo, 2006). Na Austrália, arranjos semelhantes são observados, em caldeiras de alta pressão e temperatura de vapor (Mann, 2007). No Brasil, quando se trata de caldeiras de baixa pressão, normalmente 2,1MPa e 300°C, algumas vezes são observados arranjos paralelos pré-ar / secador de bagaço; em países como Argentina também acontece esta situação (Sosa-Arnao, et al. 2006c). Neste último caso, o arranjo paralelo, muitas vezes é o resultado de modificar uma caldeira que apenas possuía pré-aquecedor de ar, na qual foi inserido o secador de bagaço de cana.

2.2.1 Pré-Aquecedor de Ar

Os pré-aquecedores de ar são equipamentos usados na maioria das caldeiras de bagaço para aquecer o ar primário e, algumas vezes, o ar secundário a fim de atingir uma combustão

completa. Na maioria das vezes, o agente energético, para o pré-aquecimento do ar, são os próprios gases de exaustão da caldeira. Esta estratégia visa recuperar o calor dos gases de combustão antes de sair da caldeira através da chaminé.

Estes equipamentos podem usar também vapor de extração ou outras fontes de energia dependendo da aplicação particular, (Kitto e Stultz, 1992).

Estas unidades são geralmente usadas para aproveitar a energia contida nos gases de exaustão na saída da caldeira e elevar a temperatura do ar, na entrada da mesma.

No Brasil, as caldeiras de bagaço de cana começaram a apresentar pré-aquecedores de ar a partir do ano 1973, Macedo (1983).

O objetivo do pré- ar, como o próprio nome o indica, é pré-aquecer o ar para usá-lo na combustão primária. Muitas vezes as caldeiras de bagaço apresentam também um pré-aquecedor de ar secundário, o qual aquece o ar usado na combustão secundária “*Overfire*”. Neste ponto, existem algumas diferenças entre os fabricantes de caldeiras de bagaço brasileiros; alguns dos quais preferem usar o ar secundário aquecido, Dedini e Caldema, e aqueles que preferem usar o ar secundário na temperatura ambiente, tal como a Equipalcool Sistemas. Segundo os técnicos desta última empresa, a diferença de densidades entre o ar frio e os gases quentes produz maior turbulência, a qual melhora a mistura e a queima secundária (Dalmazo, 2007). Porém, situações contrárias são encontradas na literatura; Mc Burney e Mc Burney, (1997) indicam que o ar secundário pode ser aquecido ou na temperatura ambiente, mas o ar pré-aquecido é preferido quando o conteúdo de umidade na biomassa é alto.

O pré-ar é classificado de acordo com o seu princípio de operação em: Recuperativo e Regenerativo.

O pré-ar recuperativo é caracterizado pela transferência de calor continua através de superfícies de transferência de calor sólidas e estáticas, as quais separam as correntes fria e quente.

Dentre os principais trocadores de calor recuperativos tem-se: O de casco-tubo e o de placas.

➤ Pré-aquecedor de ar Casco-tubo: Neste equipamento a energia tipicamente é transferida desde os gases de combustão que escoam no interior de muitos tubos, de parede delgada, para o ar de combustão, que escoam na parte externa. Os tubos podem apresentar arranjo alinhado ou quincôncio (este último apresenta maior eficiência e é o mais usado).

Este tipo de pré-ar é usado nas caldeiras de bagaço devido à sua facilidade construtiva e operacional. A tabela 2.2 mostra dados de áreas de pré-aquecedores de ar industriais, tipo casco-tubo, usados nas caldeiras de bagaço. Note-se que a área do pré-ar é dependente dos parâmetros das caldeiras (pressão e temperatura do vapor; e mais fortemente da vazão de vapor).

Tabela 2.2 Áreas de transferência de calor do Pré-ar usado nas caldeiras de bagaço (Dados industriais)

Vapor da Caldeira			Pré – Ar
Pressão	Temperatura	Vazão	Área
MPa	°C	t/h	m ²
6,4	480	200	6000
6,7	520	200	6400
6,4	480	150	5000
2,1	300	150	5230

A fig. 2.9 mostra uma figura do pré-aquecedor de ar casco-tubo, o qual apresenta um passe do lado dos gases e dois passes do lado do ar.

No caso do pré-ar de placas, o calor é transferido desde os gases de combustão quentes que escoam sobre um lado da placa, para o ar frio que escoam do outro lado da placa, geralmente em fluxo cruzado. Este equipamento consiste em muitas placas paralelas. Este tipo, com placas de aço, foi um dos primeiros tipos de trocadores de calor a serem usados; mas devido a problemas de vedação o seu uso foi reduzindo-se.

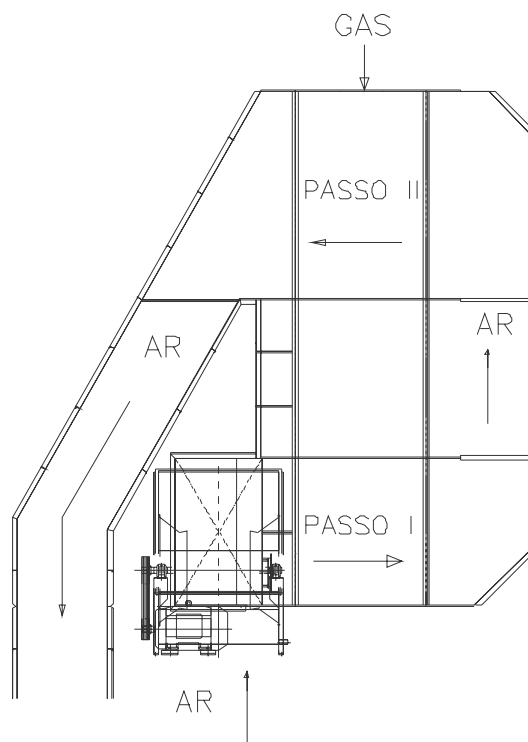


Figura 2.9 Pré aquecedor de Ar.

No mercado está disponível também o pré-aquecedor de ar Regenerativo, no qual o calor é transferido indiretamente, consta de um médio de armazenamento de calor, e é alternadamente exposto ao fluxo quente e frio. Nestas unidades cada placa de aço ou elemento de superfície, gira através dos fluxos de ar e gás, ou os fluxos de ar e gás escoam diretamente nos dutos que giram através de elementos de superfícies estacionárias. Uma característica destes equipamentos é a presença de mistura entre os fluxos de ar e gás, o qual limita a sua operação industrialmente. Dentre os tipos de pré-aquecedores de ar regenerativos podem ser mencionados o Ljungström e Rothemühle (Kitto e Stultz, 1992).

Os trocadores de calor ar – gás, tipo casco-tubo ou de placas, apresentam baixos coeficientes de troca térmica e precisam de uma área de transferência de calor muito grande para poder aquecer o ar, o qual eleva o seu custo. Esta característica torna este equipamento caro com relação aos outros equipamentos de recuperação de calor (economizador e secador de bagaço de cana).

2.2.2 Economizador

Os economizadores são basicamente superfícies de troca térmica tubular usada para pré-aquecer a água de alimentação às caldeiras antes que esta ingresse no tubulão ou *drum* (unidades com recirculação) ou superfícies da fornalha (caldeiras de um passe). O seu uso além de aproveitar a energia dos gases permite reduzir potencialmente os choques térmicos e as fortes flutuações de temperatura da água, quando da alimentação na entrada da caldeira ou nas paredes da água (Kitto e Stultz, 1992).

O termo “economizador” vem desde o começo do uso de tais trocadores de calor, os quais se caracterizam por reduzir o custo de operação ou economizar combustível através da recuperação extra da energia dos gases de combustão.

Naturalmente, a presença do economizador é vantajosa, uma vez que aumenta o rendimento térmico da unidade geradora de vapor. Entretanto, por questões técnicas e/ou econômicas, a sua aplicação costuma ser restrita às unidades de porte maior (Bazzo, 1995).

O projeto de economizador mais comum e confiável é o do tipo fluxo cruzado, em linha de tubos simples. Este tipo de arranjo minimiza os problemas de erosão e fuligem produzida por certos combustíveis como carvão e bagaço. Quando o arranjo do trocador é mudado para o arranjo em quincôncio acontecem os problemas mencionados anteriormente.

Alguns fabricantes de caldeiras, incluindo os do setor *sucroalcooleiro*, visando melhorar a eficiência do economizador, têm mudado o projeto de tubos simples para tubos aletados (Ferreira, 2006). Existe um problema decorrente à instalação de aletas no economizador: o acúmulo de sujeira nas superfícies de troca térmica. Na Fig. 2.10, é apresentada uma instalação comercial do economizador.

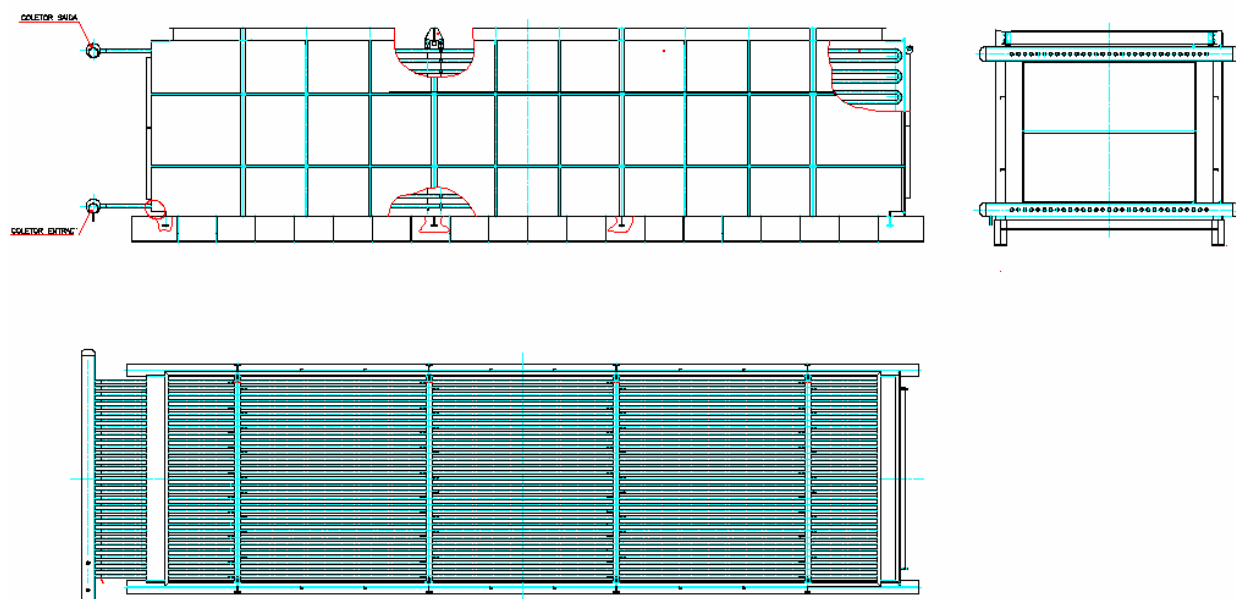


Figura 2.10 Economizador de caldeira de bagaço de cana (Dalmazo, 2007)

A tabela 2.3 apresenta as áreas da superfície de troca térmica dos economizadores usados nas usinas de cana de açúcar em função dos parâmetros da caldeira. Note-se, também neste caso, a maior dependência da área com a vazão do vapor da caldeira do que com a pressão e temperatura do vapor.

Tabela 2.3 Áreas de transferência de calor de economizadores industriais usados nas caldeiras de bagaço.

Vapor da Caldeira			Economizador
Pressão	Temperatura	Vazão	Área
MPa	°C	t/h	m ²
6,4	480	200	3600
6,7	520	200	3600
6,4	480	150	3000

2.2.3 Secadores de bagaço de cana: O estado da arte

Arrascaeta e Friedman (1984, 1987) e Sosa-Arnan et al. (2006c) apresentaram o estado da arte da secagem de bagaço de cana desde o ano 1910. Estes trabalhos mostram muitos aspectos vantajosos da secagem de bagaço com relação a outros elementos recuperadores de calor. Seguidamente, será apresentado o estado da arte da secagem de bagaço.

O professor Kerr foi o primeiro em reportar a secagem de bagaço de cana usando gases de saída da caldeira, em 1910 (Boulet, 1975). O secador, feito em aço, apresentou as seguintes dimensões: 1,2m x 1,8m de seção transversal e 6m de altura; e trabalhou com escoamento em contracorrente e chicanas para melhorar a transferência de calor. O conteúdo de umidade de bagaço (ubc) foi reduzido de 54,3% para 46,4% (b.u.).

Entre 1910 e 1970, poucos artigos referidos à secagem de bagaço foram publicados. Fontes alternativas, como o bagaço de cana, não foram consideradas importantes no Brasil, devido ao baixo preço do combustível fóssil.

Devido à crise de energia dos anos 1970, esforços foram concentrados em reduzir adicionalmente o conteúdo de umidade do bagaço, através da secagem do mesmo, aumentando a eficiência da caldeira desde aproximadamente 65% a 70% (base PCI), reduzindo a quantidade de particulado, a emissão de CO₂ e economizando bagaço para outros usos.

Durante a crise de petróleo de 1972-1973, Furines (1976) preparou um estudo de viabilidade da pré-secagem do bagaço com os gases de saída da caldeira. Ele trabalhou com três secadores, do tipo tambor rotativo, que operaram com caldeiras existentes na usina, usando os gases de saída das caldeiras, os quais apresentaram uma temperatura de 218 °C. Estes secadores processaram bagaço produzido por uma moenda diária de 8000 t. de cana. O conteúdo de umidade foi reduzido de 54% a 46% (b.u.).

Kinoshita (1991) publicou um estudo de 4 sistemas de secagem de bagaço usando gases de saída das caldeiras no Hawaii. Três destes sistemas foram secadores rotativos e o outro foi um

secador tipo “flash” (seguido por um ciclone). Este autor comparou o aumento na geração de energia elétrica devida ao uso dos secadores de bagaço e a energia elétrica consumida pelos mesmos, e determinou uma relação de 2,7 a 3,7 para o secador tipo rotativo e 1,5 para o tipo *flash*, assim os secadores rotativos mostraram-se mais interessantes para que os de tipo *flash*.

Correia (1983) descreveu o uso de secadores pneumáticos e suas vantagens sobre os rotativos. Estes secadores pneumáticos foram instalados no Brasil. Ele reportou o aumento de 16% na produção de vapor pela redução do conteúdo de umidade desde 50% a 38% (b.u). Posteriormente, a usina Cruz Alta (Olimpia, SP, Brasil) realizou novas instalações, também no Brasil, usando o mesmo sistema. Atualmente estes secadores de bagaço têm sido substituídos nas caldeiras por problemas de desgaste de chapa o qual acarreta altos custos de manutenção. O sistema projetado por Correia é apresentado na Figura 2.11.



Figura 2.11 Secador de bagaço na usina Cruz Alta (Olimpia, S.P., Brasil, 2004).

Embora o principal agente de secagem usado, na secagem do bagaço de cana, são os gases de saída da caldeira, foi encontrado na literatura um secador solar. Este secador resultou viável e apresentou baixo custo inicial e baixos requerimentos de operação (BAGASSE..., 1985). O

secador do tipo esteira trabalhou com 2,7 t/h de bagaço e conseguiu uma redução da umidade de 50% para 33% (b.u.).

Massarani e Valença (1981, 1983) estudaram a secagem do bagaço de cana no secador de leito fluidizado. Eles desenvolveram o estudo a partir de escala de laboratório e projetaram o mesmo até escala piloto. A seção transversal da instalação de laboratório foi de 0,40 m x 0,50 m e 2 m de altura enquanto na instalação piloto foi de 2 m x 0,5 m e 6 m de altura. O secador piloto processou 3,8 t/h de bagaço de 55% (b.u) de conteúdo de umidade para 35,2% (b.u.). Massarani (2004) indicou que um secador de porte industrial, inspirado nos estudos de laboratório, foi instalado em uma usina de cana brasileira.

Salermo e Santana (1986) trabalharam com um secador composto de leito fluidizado, duto pneumático e ciclone. Este sistema trabalhou com 10 t/h, conteúdo de umidade de 47% (b.u), e temperatura do gás de 250 °C. A umidade final foi de 35% (b.u.).

Nebra (1985) e Nebra e Macedo (1988) analisaram um secador pneumático de tamanho industrial (Figura 2.12). Estes autores verificaram que a maior parte da redução da umidade acontece no ciclone. Este secador trabalhou com 20,4 t/h e 50% de umidade (b.u.). A umidade final do bagaço de cana foi de 23,2% (b.u.). Nebra (1985) foi a primeira a indicar o uso dos ciclones como secadores, no Brasil. É importante perceber que existem ciclones em diversos sistemas, semelhantes ao de Salermo e Santana, mas estes não são considerados como secadores, apenas como separadores de gases e sólidos (bagaço).

Arrascaeta et al. (1987) obtiveram a patente de um secador que elutria o bagaço e separa as partículas em frações grossas e finas, no ano 1987. Esta classificação permitiria o uso de alimentadores e queimadores adaptados especificamente para o tamanho da fração em questão. Assim, o bagaço poderia ser usado como combustível e como matéria prima para a produção de papel e outros produtos. A capacidade deste secador foi de 7 t/h (Sosa-Arnan et al. 2006c).

Em 1986, Arrascaeta et al. (1986) descreveu um secador pneumático de tamanho industrial. Este equipamento trabalhou com 22 t/h e 48% de conteúdo de umidade (b.u.). O conteúdo de umidade final foi de 21% (b.u.).

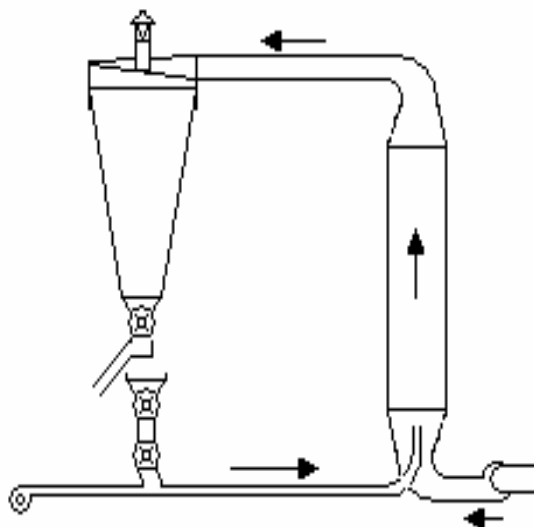


Figura 2.12 Secador de bagaço – Usina Barra Grande (Lençóis Paulista, SP, Brasil) (Nebra, 1985).

Gamgami (1991) e Van der Poel et al. (1998) reportaram um secador de bagaço, do tipo rotativo, instalado na usina de cana de açúcar Zaio (Marrocos). Este secador conseguiu processar 14 t/h com umidade inicial de 53%. A umidade final foi de 40% e a temperatura dos gases, agente secante, foi de 220°C na entrada.

Aralde et al. (1993) trabalharam com um secador pneumático. Este secador foi instalado na usina de cana de açúcar Ñuñorco, localizada na Província de Tucuman – Argentina, no ano 1989; e processou 13 t/h com 53% de conteúdo de umidade (b.u.). A umidade final foi de 40 a 43% (b.u.).

Paz et al. (1998) descreveram um secador pneumático de tamanho industrial. Este secador foi o resultado de modificar o secador reportado no trabalho de Aralde et al. (1993) na usina Ñuñorco. O secador modificado processou satisfatoriamente 17 t/h com 54% de conteúdo de umidade (b.u). O conteúdo final de umidade foi de 40% (b.u.).

Colombres (2004) reportou dados de um secador pneumático com capacidade de 38 t/h e 52% de conteúdo de umidade (b.u). A temperatura dos gases, na entrada do secador, foi de 280°C e a umidade final do bagaço foi de 38% (b.u). Este foi o maior secador pneumático reportado até agora. Ele também foi instalado na usina Ñuñorco, Tucumán, Argentina, (Fig. 2.13).



Figura 2.13 Secador de bagaço de cana – Usina Ñuñorco (Colombres, 2004).

Saab (2004) reportou um sistema híbrido de secagem, o qual consiste de três tipos de secadores: rotativo, pneumático e ciclônico. Este sistema é apresentado na figura 2.14, e foi instalado na usina de açúcar e álcool Leales, também em Tucumán - Argentina.



Figura 2.14 Secador de bagaço de cana – Usina Leales (Saab, 2004).

a) Sistemas Experimentais

Meirelles (1984) estudou a secagem de bagaço de cana, muito úmido, (71 a 91% b.u.) no secador de leito fluidizado. Ele observou que foi necessário usar um misturador para conseguir a fluidização, devido às características do material. Durante o processo, a aglomeração de bagaço diminuiu e as partículas secas foram elutriadas. Estas partículas apresentaram tamanhos de 0,51 a 1,02 mm.

Os pesquisadores das Faculdades de Engenharia Química e Mecânica da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP) vêm trabalhando com a secagem de resíduos agrícolas em ciclones (Silva e Nebra, 1997). Nebra et al. (2000) apresentaram uma revisão da secagem em ciclones que incluiu parte dos trabalhos deste grupo de pesquisa. Alguns destes trabalhos trataram sobre a secagem de bagaço. Outros autores apresentaram dados teóricos e experimentais da secagem de bagaço em ciclone com modificações geométricas para trabalhar como secador (Corrêa et al., 2003; Corrêa et al., 2004a; Corrêa et al., 2004b). Eles trabalharam com conteúdo de umidade no bagaço de 48% a 78% (b.u.); fluxo mássico de 0,0017 a 0,012 kg/s, temperatura e vazão do ar de 210 °C e $7,8 \times 10^{-2}$ kg/s e conseguiram reduzir a umidade do bagaço até 25 e 61% (b.u), no período de 5 a 23s de tempo de residência da partícula. O sistema

experimental usado neste experimento foi um sistema a escala piloto cujo ciclone apresentou uma altura de 1.0 m.

Barbosa e Menegalli (1986) e Barbosa (1992) estudaram a cinética de secagem do bagaço de cana, com conteúdo de umidade inicial de 36.2% a 82.80% (b.u.) em um secador pneumático; eles observaram que a maior parte da redução da umidade aconteceu na zona de aceleração. O sistema foi feito a escala de laboratório (0.075 m diâmetro e 3.0 m de altura), O fluxo mássico do bagaço variou desde 0,0034 a 0,017 kg/s, o fluxo mássico de ar de 0,028 a 0,048 kg/s, a temperatura do ar de 120 a 233°C e obteve-se uma umidade final de 21,3 a 78,9% (b.u.).

Alarcón e Jústiz (1990) também trabalharam com secador pneumático. O conteúdo de umidade das partículas pequenas foi reduzido desde 50 a 30% (b.u.). As partículas foram separadas por tamanhos no secador. As partículas maiores foram usadas como matéria prima na indústria de papel e farmacêutica e as menores foram queimadas para gerar energia.

b) Vantagens da secagem de bagaço de cana

O bagaço seco apresenta um poder calorífico superior (PCS) de 19268 kJ/kg. Devido à umidade, o valor calorífico líquido (PCI) a 50% (b.u.) é apenas de 7563 kJ/kg. Além de aumentar o PCI, a redução da umidade do bagaço de cana também reduz o volume dos gases de saída da caldeira. Adicionalmente, o calor específico do vapor da água é quase duas vezes o de outros gases, e assim a redução do vapor da água nos gases de combustão resulta em altas temperaturas de combustão, melhorando a eficiência da caldeira. A redução do volume do vapor da água também resulta na redução de carga dos ventiladores de tiro induzido (Upadhiaya 1991).

Adicionalmente, a secagem do bagaço poderia reduzir a poluição do ar e a demanda do ar na fornalha de acordo a Boulet (1975). O uso dos secadores de bagaço poderia reduzir a temperatura dos gases, na saída da caldeira, desde uma faixa de 200 - 300 °C a 140°C e aumentar a eficiência da caldeira desde 54% até 69% (Furines 1976). Porém, atualmente existem secadores de bagaço operando com gases de exaustão da caldeira que atingem uma temperatura

final dos gases entre 74 e 78 °C, e cuja eficiência, em base PCI, pode aumentar até 92% (Sosa-Arnao et al. 2006a e 2006b). Este fato permite também o uso dos gases de combustão, de entrada ao secador, em temperaturas relativamente baixas. De acordo a Nebra (1985) esta temperatura poderia ser ao redor de 180°C.

Sistemas de secagem de bagaço de cana, instalados em algumas usinas, são apresentados na Tabela 2.4.

2.3 Pré-aquecedor de ar, Economizador e Secador de bagaço - Qual destes equipamentos usar?

Os elementos recuperadores de calor, pré-aquecedor de ar, economizador e secador de bagaço, cumprem funções diferentes; porém, todos eles produzem melhoras na caldeira. Existe um “*trade-off*” no uso dos gases de combustão, assim parâmetros técnicos de desempenho, aliados a parâmetros econômicos, serão as ferramentas usadas para determinar os tamanhos dos equipamentos, assim como os arranjos a serem usados, segundo as características das caldeiras, visando melhorar o desempenho das mesmas.

Tabela 2.4 Secadores de bagaço ao redor do mundo

Tipo e tamanho	Capacidade [t/h]	Ano	Localização do Secador	Característica
Fluxo em contracorrente	1.4	1910	Palo Alto Sugar Factory Donaldsonville, Louisiana	Escala piloto
Secador Rotativo	(três) 30	1976	Atlantic Sugar Association, Florida	TEGS = 218 °C
Secador Rotativo 3.6mx12 m	50	1976	St. Mary Sugar Co., Louisiana	TEGS = 315 °C
Secador Rotativos	35	1979	Waialua Sugar Co., Hawaii	TEGS = 244 °C
Secador Pneumático	(cinco) 5	1980	Açucareira Santo Antonio, Brazil	TEGS = 300 °C
Secador Pneumático	12		Açucareira Santo Antonio, Brazil	TEGS= 330 °C
Secador Pneumático	30		Açucareira Santo Antonio, Brazil	TEGS= 300 °C
Secador Pneumático	25	1981	Barra Grande sugar factory, Lençóis Paulistas, SP, Brazil	TEGS = 300°C
Secador Pneumático	(seis) 4.7		Cruz Alta Plant, Olímpia, SP, Brazil	TEGS = 259 °C
Secador Pneumático	(seis) 5		Cruz Alta Plant, Olímpia, SP, Brazil	TEGS = 239 °C
Secador Pneumático	(seis) 6.1		Cruz Alta Plant, Olímpia, SP, Brazil	TEGS = 257 °C
Secador Rotativo 3.6mx9m	65 / 10.7	1980	Davies Hamakua Sugar Co., Paauilo - Hawaii	Pellets
Secador Rotativo 4.2mx9 m	72	1980	Hilo Coast Processing Co., Pepeekeo, Hawaii	
Secador Pneumático			Paia Factory of HC&S Co., Maui, Hawaii	
Secador Pneumático	24	1982	Central Azucarero Don Pedro, Batangas, Philippines	
Secador Rotativo 3.6mx12 m.	45		Central Aidsisa, Bacolod, Philippines	TEGS=258 °C
Secador Rotativo 2.4mx15.7 m	13		Central Victoria, Bacolod, Philippines	
Secador Pneumático	2	1980	Sugar Research Inst., Mackay, Queensland, Australia	Escala piloto
Secador Pneumático		1983	Chun Cheng Sugar Factory, China	Escala piloto TEGS = 140 °C
Secador Pneumático	0.5	1983	Central Pablo Noriega, Quivicán, Cuba	Escala piloto TEGS = 200 °C
Secador Deslizante	3.8	1983	Usina Paraíso Alagoas Pernambuco - Brazil	Prototipo industrial
Secador Pneumático	7	1983	Central Pablo Noriega, Quivicán, Cuba	TEGS = 300 °C
Solar	2.7	1983	Consuelo factory, Dominican Republic	Sistema Híbrido ativo/passivo
Secador Pneumático	7.5	1984	Usina Itajubara – GIJS, Maranhão – Brazil	TEGS = 330 °C
Secador Rotativo 3mx 16m	14	1985	Industry Zaio, Morocco	TEGS = 220 °C
Secador Pneumático	10	1985	ICINAZ	TEGS = 250 °C
Secador Pneumático	22	1986	CAI Jesus Rabi, Calimate – Matanzas, Cuba	
Secador Pneumático	13	1989	Ingenio Ñuñorco, Tucuman, Argentina	Prototipo industrial
Secador Pneumático	17	1993	Ingenio Ñuñorco, Tucuman, Argentina	Prototipo industrial
Secador Pneumático	38	2003	Ingenio Ñuñorco, Tucuman, Argentina	Prototipo industrial
Secador Híbrido		2003	Ingenio Leales, Tucuman - Argentina	Prototipo industrial
Secador Pneumático	28	2003	Cia. Agroindustrial de Goiana - CAIG - Açúcar e Alcool – GIJS, Brazil	Prototipo industrial

Fonte: Sosa–Arnao et al. (2006c). *Onde TEGS: Temperatura de entrada dos gases ao secador.

Na literatura, podem ser encontrados diversos trabalhos comparando equipamentos como o pré-aquecedor de ar, economizador e o secador de bagaço. Bailliet (1976), por exemplo, indicou que a principal vantagem da secagem do bagaço de cana sobre o pré-aquecedor de ar é o substancial aumento da “queima” do bagaço, para usinas que não conseguem bagaço com umidade abaixo de 50% e produzem uma quantidade considerável do mesmo, a secagem de bagaço é definitivamente recomendável.

Cardenas et al. (1994), através da análise de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica em sistema de geração de vapor mostraram que a secagem de bagaço melhora a eficiência energética desde 71,44% a 84,98%, e a eficiência exergética desde 19,09% para 22,23%.

Marquezi e Nebra (2003) através de uma análise de Primeira Lei da Termodinâmica compararam dois arranjos (seqüencial e paralelo). Estes autores obtiveram melhor eficiência de primeira lei da caldeira com o arranjo paralelo formado por pré-aquecedor de ar e secador de bagaço 89,78%, do que o arranjo seqüencial formado pelo pré-aquecedor de ar e secador de bagaço 88,32%. No arranjo em paralelo, a maior parte dos gases foi direcionada ao secador de bagaço (90%).

Nas caldeiras de bagaço, que usam economizador e pré-aquecedor de ar, a temperatura de projeto de saída dos gases ao meio ambiente é 155°C; porém, muitas usinas operam com esta temperatura na faixa de 160 a 210°C. Uma vez que a temperatura de saída dos gases quando o secador de bagaço é usado é menor, ao redor de 75°C, existe a possibilidade do aproveitamento da energia contida nos mesmos através do arranjo adequado dos equipamentos recuperadores de calor.

Nesta direção, Sosa-Arno, et al. (2006a e 2006b) mostraram através de simulações teóricas, análises de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica que os equipamentos recuperadores de calor, pré-aquecedor de ar, economizador, secador de bagaço, podem trabalhar juntos. O tipo de arranjo a ser usado, dependerá das características da caldeira (pressão e temperatura do vapor), assim como das propriedades do bagaço (propriedades do bagaço, tais como a temperatura de auto-ignição e a temperatura do início do pico ou *step*, serão abordados

no capítulo III – Caracterização do bagaço). Outro aspecto predominante, na hora de decidir sobre o arranjo e os equipamentos a serem usados, é o econômico.

Existe uma lacuna de estudos sobre os aspectos econômicos na literatura, poucos trabalhos têm sido publicados até o momento. Talvez os mais representativos sejam o de Barroso et al. (2003), e o de Lora et al. (2005). O primeiro compara cinco arranjos; caso I: pré-aquecedor de ar, economizador e pré-aquecedor de ar; caso II: pré-aquecedor de ar, economizador; Caso III: economizador e pré-aquecedor de ar; caso IV: economizador; e caso V: pré-aquecedor de ar, economizador e secador de bagaço. Porém, existem algumas limitações no cálculo, como manter os coeficientes de troca térmica constantes durante as simulações, sendo que estes valores mudam segundo as condições de operação. Lora et al. (2005) fazendo uso do software *Steam Boiler Calculation* – SBC determinaram que a temperatura ótima de saída dos gases da caldeira deveria estar entre 120 e 130°C.

2.4 Combustão do bagaço: Grelhas e sistemas de combustão

Existem diversos equipamentos envolvidos na combustão de combustíveis sólidos, como o bagaço. Um desses equipamentos é a grelha onde é produzida, normalmente, a combustão das partículas maiores, isto considerando que as partículas menores são queimadas em suspensão.

As primeiras caldeiras de bagaço caracterizavam-se por apresentar a queima do bagaço em pilha. Com este sistema de queima, grandes quantidades de não queimados são retirados da caldeira. Esta situação afeta o desempenho da própria caldeira, a qual apresenta baixos índices de eficiência, gases na saída com alto conteúdo de não queimados, e consideráveis problemas operacionais. Com o desenvolvimento dos sistemas de queima de combustíveis sólidos surgiram os sistemas de queima de bagaço em suspensão. O qual consiste na formação de uma camada de bagaço que queima em suspensão, devido à injeção de ar aquecido. Neste tipo de queima pouca quantidade de combustível é queimada acima da grelha, e a quantidade de não queimados retirados através da mesma é baixa; assim o desempenho da caldeira melhora e os problemas operativos são reduzidos (Rodriguez et al. 2005). Soler et al. (1999) apresentaram os resultados de modificar o sistema de queima de bagaço para a queima em suspensão. Estes autores

indicaram um aumento de 40% na geração de vapor e um aumento de 2% na eficiência de combustão. Atualmente, a queima de bagaço é feita em suspensão e uma fração de bagaço é queimada na grelha. As modificações incluíram a redução de 50% da área da grelha o qual permitiu que o bagaço queimasse em um redemoinho horizontal.

Dentre os sistemas de queima de biomassa destaca-se o sistema projetado pelo *Sugar Research Institute SRI* (Austrália), o qual injeta o combustível dentro da fornalha em forma de redemoinho aumentando assim o tempo de queima em suspensão e a eficiência da combustão.

A grelha usada na queima de combustíveis sólidos pode apresentar diversos projetos segundo o tipo de combustível processado. Entre as principais grelhas, usadas para combustão de biomassa, encontram-se as grelhas: Basculantes, *Pin Hole*, Rotativa e Vibro-fluidizada.

Também, podem ser encontrados sistemas de combustão, tais como leito fluidizado atmosférico e leito fluidizado circulante.

2.4.1 Grelhas Basculantes

Estas grelhas não estão disponíveis para muitos combustíveis, como o carvão e a lignina, os quais têm densidade *bulk* alta e alto conteúdo de cinzas. Elas são restritas a capacidades de até 100 t/h, e 6.6MPa de pressão do vapor; sua eficiência térmica é baixa.

2.4.2 Grelha *Pin Hole*

Estas grelhas são disponíveis para queima de bagaço e combustíveis com baixo conteúdo de cinzas, tais como o cavaco de madeira em mistura com bagaço de cana. Existem poucas instalações onde têm sido usado carvão, de baixo conteúdo de cinzas 3 a 4%, misturado com bagaço. Elas não são recomendáveis quando o combustível apresenta alta densidade *bulk*.

2.4.3 Grelha Rotativas

Podem ser usadas para a queima de diversas biomassas: bagaço, palha, casca de arroz, cavaco de madeira, talo de tomate, entre outros. Combustíveis como carvão e outros como lignina também podem ser queimados satisfatoriamente. Ela tem sido usada em caldeiras de usinas indianas, que operam em altos parâmetros de vazão, pressão e temperatura do vapor, 250 t/h, 8,7 MPa, e 515°C; queimando bagaço, outros combustíveis de biomassa, combustíveis fósseis como carvão, e também lignina. Atualmente a ISGEC John Thompson esta fornecendo uma caldeira com vazão, pressão e temperatura de 170 t/h, 105 MPa e 540°C; que usa bagaço, casca de arroz e carvão como combustível, para uma usina de cana de açúcar indiana (Subramanian e Marwaha, 2006).

2.4.4 Grelha Vibro-fluidizada

A Equipalcool, fabricante de caldeiras brasileiras, patenteou este tipo de grelha. Ela tem apresentado um bom desempenho na queima do bagaço de cana, de acordo a Dalmazo (2007). Esta grelha é apresentada na figura 2.15.



Figura 2.15 Grelha vibro-fluidizada

Dentre os sistemas de combustão têm-se:

2.4.5 Combustão em leito fluidizado Atmosférico (AFBC)

Estes sistemas têm sido usados satisfatoriamente para queima de carvão e rejeitos. Também podem ser queimados casca de arroz e pó de serra com baixo conteúdo de umidade. Quando se trata de combustíveis com alto conteúdo de umidade, tais como o bagaço, é formada escoria no leito e a temperatura no leito não é uniforme, assim este sistema não é recomendado para queima de bagaço. Por outro lado, o seu consumo de energia é muito alto com relação às grelhas Basculante, *Pin Hole* e Rotativas.

2.4.6 Combustão em Leito fluidizado circulante (CFBC)

Este sistema é recomendado para baixas emissões de NO_x e SO_x . CFBC não tem tido sucesso na queima de combustível como o bagaço. Este sistema apresenta alto consumo de potência e o seu custo de investimento é maior quando comparado com as outras opções (Subramanian e Marwaha, 2006).

2.5 Incentivos à Cogeração de energia elétrica:

A crise de energia elétrica ocorrida no ano 2001, impulsionou a implementação do programa de incentivo às fontes alternativas – PROINFA. Este programa foi rapidamente aprovado o dia 26 de Abril de 2002, pela Lei Nº 10.438. O Proinfa estabeleceu a compra de 3.300 MW, os quais seriam produzidos pelas seguintes fontes alternativas: Eólica, Biomassa e PCHs. Assim, cada fonte aportaria 1.100 MW.

Das fontes alternativas consideradas, a eólica é ainda uma tecnologia em processo de desenvolvimento no Brasil, diferentemente das fontes biomassa e PCHs. Entre estas duas últimas a energia elétrica produzida a partir da biomassa, especialmente o bagaço, apresenta grandes vantagens com relação à energia vinda das PCHs. Entre estas vantagens podemos citar:

- ✓ As usinas de cana de açúcar encontram-se próximas dos pontos de consumo de energia elétrica; assim, as perdas por transmissão normalmente são menores do que nas PCHs, as quais normalmente encontram-se muito distantes das linhas de consumo.
- ✓ A energia elétrica obtida a partir de bagaço é uma energia limpa e estratégica para épocas de falta de água, resultando assim uma excelente alternativa de complementaridade com relação à energia hidroelétrica; a qual é o principal componente na matriz elétrica nacional.
- ✓ O tempo de instalação, das centrais termoelétricas a partir de bagaço, é muito menor (18 meses) do que o tempo de instalação das centrais hidroelétricas.

Aspectos como os comentados acima não foram assimilados pelos responsáveis da implementação do Proinfa, os quais não enxergaram a grande oportunidade de no futuro conseguir modicidade tarifária na energia elétrica. O qual aconteceria de forma semelhante ao programa do pro álcool, isto é, um custo alto do etanol no começo do programa, porém com o desenvolvimento e pesquisa o custo do mesmo foi reduzido. Da mesma forma, o custo da energia vinda da biomassa é susceptível de ser reduzido em curto prazo e com isso existiria uma grande chance de reduzir o custo final da energia elétrica vendida à população (Kitayama, 2007).

Uma vez que os preços de energia elétrica para o setor *sucroalcooleiro* foram baixos, este programa não teve muita aceitação por parte dos empresários *sucroalcooleiros*. Aspectos como a falta de incentivo do governo à cogeração por parte das usinas de cana de açúcar, fez que este programa não tivesse o sucesso esperado.

Ante esta situação surge a pergunta: Que aspectos precisariam ser melhorados no programa, para que ele seja bem sucedido?

Entre esses aspectos podem ser mencionados:

- ✓ É urgente maior apoio do governo para afirmar este programa. Assuntos como: O incentivo à cogeração por parte das usinas mais antigas, e o apoio para novos empreendimentos em zonas afastadas, onde não existe a estrutura existente no estado de São Paulo, são aspectos que o governo precisa assumir para viabilizar o aumento da energia gerada a partir da biomassa (Kitayama, 2007).

- ✓ É importante aproveitar a experiência de países como a Índia onde o governo tem apoiado efetivamente a cogeração em usinas de cana de açúcar; desta maneira altos parâmetros de cogeração têm sido atingidos (pressão de 10MPa, e temperatura de 520°C do vapor). Estes parâmetros de cogeração são os maiores usados em usinas de cana de açúcar no mundo.
- ✓ Mudar a cultura dos empresários *sucroalcooleiros* para que possam enxergar as usinas como produtoras não apenas de açúcar e álcool, mas também de bioeletricidade. Uma via excelente é, por exemplo, o incentivo à otimização na cogeração de energia por parte de BNDES. Esta entidade reduz, para os projetos de bioeletricidade com pressão na caldeira a partir de 6MPa, o *spread* básico do BNDES de 2,5% para 1% ao ano e o limite de financiamento sobe de 80% para 90% dos itens financiáveis (www.bndes.gov.br/noticias).

2.6 Legislação das emissões de gases ao meio ambiente.

A queima de combustíveis, nas fornalhas das caldeiras, como bagaço por exemplo, produz a emissão de poluentes à atmosfera. Entre estes poluentes se destacam: o material particulado, o dióxido de carbono CO_2 , hidrocarbonetos não queimados C_xH_y e o óxido de nitrogênio NO_x . Este último elemento, NO_x , tem sido considerado como uma das maiores causas da chuva ácida, (Teixeira e Lora, 2003).

Esta situação é uma preocupação mundial e ações, como o estabelecimento dos padrões de emissão, têm sido realizadas visando o controle da emissão destes poluentes. Assim, as emissões padrão para NO_x na comunidade Européia, Áustria e Japão são 650, 200 e 411 mg/Nm^3 respectivamente, considerando novas plantas térmicas queimando combustíveis sólidos (Kucowski et al. 1997 apud Teixeira and Lora 2003).

Na Índia 115 mg/Nm^3 de NO_x é a emissão padrão estabelecida, para a queima do bagaço, este valor é monitorado, pela lei Central, através da *Pollution Control Board* e *State Pollution Control Boards* (Natu, 2006).

No Brasil, o Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA) estabeleceu através da resolução Nº 382, publicada em 26 de dezembro de 2006, os limites de emissão para poluentes

atmosféricos provenientes de processos de geração de calor a partir da combustão externa de bagaço de cana de açúcar. Estes valores são apresentados na tabela 2.5.

Tabela 2.5 Limites para poluentes atmosféricos provenientes da queima do bagaço de cana

Poluentes (mg/Nm³ 8% de excesso de O₂, base seca).		
Potência Térmica Nominal (MW)	Material Particulado	NO _x (como NO ₂)
Menor que 10	280	N.A.
Entre 10 e 75	230	350
<i>Maior que 75</i>	200	350

Onde:

N.A : Não aplicável.

NO_x: Refere-se à soma das concentrações de monóxido de nitrogênio (NO) e dióxido de nitrogênio (NO₂).

Capacidade nominal: Condição máxima de operação da unidade de geração de calor para o qual o equipamento foi projetado, determinado em termos de potência térmica, com base no poder calorífico inferior – PCI, calculado a partir da multiplicação do PCI do combustível pela quantidade máxima de combustível queimada por unidade de tempo.

Para sistemas com potência de até 10 MW, o órgão ambiental licenciador poderá aceitar o monitoramento periódico apenas do monóxido de carbono, sendo que, neste caso, o limite máximo de emissão para este poluente será o estabelecido na Tabela 2.6.

Tabela 2.6 Limites máximos de emissão de CO

Potência térmica nominal (MW)	CO*
Até 0,05	6500
Entre 0,05 e 0,15	3250
Entre 0,15 e 1	1700
Entre 1 e 10	1300

Onde:

* Os resultados deverão ser expressos na unidade concentração mg/Nm^3 , em base seca e corrigidos a 8% de oxigênio.

Valores referenciais de emissão de poluentes têm sido medidos por diversos autores na literatura, entre estes podemos mencionar:

Flood et al. (1974) determinaram emissões de NO_x diferentes segundo o tipo de queima do bagaço, ele obteve uma concentração de 260 mg/Nm^3 , para queima em suspensão e 200 mg/Nm^3 para queima sobre grelha. Teixeira e Lora (2003) mediram uma faixa de concentração de NO_x de 88 a 118 mg/Nm^3 , estas medições foram realizadas na usina Monte Alegre em Minas Gerais.

2.7 Sistemas de Cogeração usados na Indústria de Cana de Açúcar

Atualmente, os sistemas de cogeração usados na indústria de cana de açúcar seguem a configuração do ciclo Rankine. Ou seja, este sistema é formado por uma caldeira de bagaço, onde é gerado o vapor, uma turbina de contrapressão de vapor acoplada a um gerador de energia elétrica, um condensador, o qual normalmente é representado pelos equipamentos consumidores de vapor da própria usina (evaporadores, aquecedores de caldo, etc), e o sistema de bombeamento de água à caldeira.

A partir da configuração básica do ciclo Rankine, muitos arranjos têm sido propostos. Entre estes arranjos podem ser mencionados: O ciclo Rankine que usa turbinas de condensação e altos parâmetros de geração de vapor (Sosa-Arnan et al. 2005a). A gaseificação de bagaço, em usinas de cana de açúcar, tem sido estudado também, simulações teóricas e plantas pilotos têm sido implementadas visando otimizar o desempenho do sistema de cogeração de energia elétrica das usinas de cana de açúcar (Morris et al., 2002; Ensinas et al., 2006).

Outros projetos, os quais incluem a secagem de bagaço de cana usando vapor superaquecido foram apresentados por Morgerentoh e Batstone (2005).

Joyce e Dixon (2006) apresentaram as tecnologias que podem ser usadas nas usinas de cana de açúcar. Estes autores mostraram as vantagens e desvantagens destas tecnologias (Tabela 2.7).

2.8 Aplicação de CFD no projeto de caldeiras.

Uma abordagem mais apropriada e baseada no aprendizado experimental é a aplicação do *Computational fluid dynamics* (CFD) em caldeiras de bagaço. Nesta área os pesquisadores da *Sugar Research Institute SRI*, têm desenvolvido o código *Furnace*, o qual vem sendo aplicado ao longo de 10 anos (Dixon, et al., 2003). Esta técnica vêm se afirmando como a ferramenta do futuro nas análises de otimização de caldeiras não apenas de bagaço de cana.

No Brasil, talvez o trabalho mais importante, nesta direção, seja o software *Steam Boiler Calculation SBC* desenvolvido pelo Dr. Lora e pelo Dr. Paramanov, no ano 2002, (Lora, 2006).

Do outro lado, é importante assinalar também que nenhum dos fabricantes de caldeiras brasileiros realiza estudos de CFD para a otimização dos seus equipamentos. Alguns deles, Caldema e Dedini, por exemplo, realizam o projeto da caldeira através de softwares especificamente adquiridos para o desenvolvimento de dito projeto.

Os grandes fabricantes, tais como Babcock e Wilcox, Foster Wheeler, Lurgi Lentjes e Mitsubishi, trabalham o desenvolvimento das suas caldeiras através de CFD e laboratórios

especializados. Estas empresas apresentam uma equipe de desenvolvimento tecnológico, a diferença dos fabricantes nacionais.

Tabela 2.7 Tecnologias com potencial uso nas usinas de cana de açúcar

Tecnologia	Vantagens e Desvantagens	Situação comercial
SRI Distribuidor de turbilhões (Sistema de ar secundário avançado)	Estabilidade da fornalha e taxa de descarga de calor melhorada. Reduz o custo de capital.	Primeira instalação comercial do distribuidor de turbilhões completa
Combustão em Leito fluidizado	Não todos os combustíveis podem fluidizar. Potencialmente cara para implementação em fornalhas de bagaço convencionais.	Comercializada para uma ampla variedade de combustíveis. Porém, não comercializada para bagaço e palha.
Fornalhas de ciclone	Podem ser queimados combustíveis com alto conteúdo de cinzas, com baixas temperaturas de fusão das cinzas em volumes de fornalha pequenas.	Usado comercialmente por décadas para diversos combustíveis; porém, não usado para o bagaço e a palha.
Gaseificação integrada a larga escala	Eficiência térmica alta, Emissões de particulado desprezível; Difícil limpeza dos gases quando são considerados como combustível o bagaço e a palha.	Tecnologia provada para algumas biomassas e carvões. Porém, não existe nenhuma instalação comercial para o bagaço na atualidade.
Gasificação em estágios / combustão com saída de gases de combustão quentes para uma fornalha de uma caldeira	Fornece os recursos para separar a combustão de combustíveis, com diferentes propriedades de cinzas e manipulação para o fornecimento de combustível primário.	Tecnologias comercialmente existentes não testadas para saídas maiores do que 5 MWt.
<i>Aumento dos parâmetros de Pressão e Temperatura do vapor.</i>	Aumenta a eficiência da planta de cogeração.	Tecnologia básica completamente comercial. Conceito de <i>Retrofit</i> comercialmente novo.

Fonte: Joyce e Dixon (2006).

Capítulo 3

Caracterização do bagaço de cana

Todo projeto de equipamentos industriais (caldeiras, pré-aquecedor de ar, economizador, secador de bagaço e gaseificador), requer o conhecimento das propriedades e características do material que será usado no processo. Por isso, este capítulo considera o estudo da caracterização do bagaço de cana que servirá de base para os seguintes capítulos da tese.

Neste capítulo são abordados os seguintes tópicos referentes ao bagaço de cana de açúcar: (i) composição, (ii) velocidade terminal e coeficiente de arraste, (iii) poder calorífico, (iv) exergia, e (v) temperatura de auto-ignição espontânea e a temperatura de pico ou *step*.

Na caracterização do bagaço de cana de açúcar foram usadas amostras obtidas através dos processos de extração: Moenda e Difusor a fim de determinar a influência destes processos nas características das partículas.

Os coeficientes de arraste e as velocidades terminais do bagaço obtido através da moenda e do difusor são parâmetros necessários a serem determinado para realizar o projeto do secador apresentado no Capítulo IV. O poder calorífico e a exergia do bagaço também são descritos e analisados visando a determinação adequada dos parâmetros de desempenho termodinâmico da caldeira, apresentado no Capítulo IV.

A temperatura de auto-ignição espontânea assim como a temperatura em que se inicia o processo de perda de massa (volatilização) também foram determinadas por serem considerados

parâmetros fundamentais na seleção dos arranjos dos sistemas de geração de vapor e aproveitamento energético dos gases de exaustão da caldeira assim como no projeto do secador.

3.1 Composição do bagaço de cana de açúcar

Bagaço é o termo usado para descrever o resíduo fibroso da cana de açúcar depois do processo de extração (moenda ou difusor).

O bagaço é um material muito importante, um sub-produto de alto valor, o qual pode ser usado em diferentes formas: para produzir gás, papel, plástico, ração animal, materiais compostos, etc. Porém, na indústria *sucro-alcooleira* é fundamentalmente usado como fonte de geração de energia na produção de vapor.

A composição do bagaço e suas características variam amplamente: Conteúdo de água: 45-55 % (inclusive pode ser maior), conteúdo de fibra (53–40%), sólidos dissolvidos (2-5%) e conteúdo de cinzas não dissolvidas (1%).

A composição química do bagaço é muito variada; assim, quando é requerido projetar sistemas que o envolvam, este deverá ser caracterizado “*in loco*”, já que além do tipo de cana moída, suas características dependem também do tipo de sistema de preparação da cana e de extração do caldo. Na tabela 3.1 são apresentados valores médios da composição do bagaço de cana, incluindo os seus valores máximos e mínimos, de acordo com Van der Poel et al. (1998).

Tabela 3.1 – Composição química do bagaço seco em (%)

Elemento	Valor médio	Valor máximo	Valor mínimo	Número de dados
C	47,2	49,1	44	9
H	6,3	7,4	5,8	9
N	0,3	0,4	0,2	2
O	44,5	48	41,5	9
S	0,1			1
Cinzas	2,5	3,1	1	8

Fonte: Van der Poel et al. (1998).

3.2 Caracterização das partículas de bagaço

Seja qual for o processo de extração de caldo utilizado, quando é observada uma amostra de bagaço de cana, claramente são observados dois grupos, muito bem diferenciados, isto é, partículas maiores comumente denominadas fibras e partículas menores denominadas medula ou pó (Meirelles, 1984; Nebra, 1985; Barbosa, 1992; Corrêa 2003).

A caracterização das partículas de bagaço é um processo muito importante na determinação dos parâmetros necessários para o desenvolvimento do projeto de equipamentos, tais como: sistema de alimentação, transportador pneumático e secador. Este último equipamento é comumente usado no processo de geração de vapor (caldeiras) e também no processo de gaseificação.

Na Fig. 3.1 é apresentada uma amostra de bagaço seco e na Fig. 3.2 e 3.3 é apresentado a fibra e o pó do bagaço de cana, respectivamente.



Figura 3.1: Bagaço de cana



Figura 3.2: Bagaço de cana – Fibra



Figura 3.3: Bagaço de cana – Pó

No setor *sucroalcooleiro* brasileiro podem ser encontrados dois processos de extração diferentes: a moenda e o difusor. Visando determinar as características das partículas, obtidas através destes processos, foi realizado um estudo de caracterização das mesmas e seguidamente uma análise comparativa entre as amostras obtidas através destes processos.

O sistema de preparação para as duas amostras analisadas é apresentado na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 Características do sistema de preparação das amostras de bagaço analisadas.

Processo de preparação	Características dos equipamentos	
	Picadores	Desfibrador
Difusor (2 picadores e 1 desfibrador) (Procedência: Usina Cruz Alta – Olímpia / SP)	Modelo Z63 M. Potência: 1245 kW cada um	Modelo: Z63 M Potência: 2386 kW.
Moenda (2 picadores e 1 desfibrador) (Procedência Usina Guaraní – Severínia /SP)	Modelo: 70-MVF (Eng. Turb). Potência: 1119 e 746 kW; Velocidade: 750 e 1100 RPM, respectivamente.	Modelo: 70-MVF (Eng. Turb). Potência: 2014 kW.

O sistema de extração da usina Cruz Alta é composto por um difusor e um rolo desaguador. Entretanto, o correspondente à usina Guarani consiste em seis moendas 55 ME, com potência de 746kW, marca Dresser Hand.

As etapas consideradas no processo de caracterização geométrica das partículas, foram definidas em base a trabalhos prévios de outros autores, tais como: Nebra (1985), Barbosa (1992) e Corrêa (2003). Estas etapas são: i) análise de peneira; ii) determinação das características geométricas das partículas de bagaço; e iii) separação da fibra e do pó do bagaço em cada peneira.

3.3 Análise de peneira

Na Tabela 3.3 podem observar-se alguns parâmetros de trabalho usados por vários autores e também os considerados neste trabalho, na caracterização do bagaço de cana.

3.3.1 Procedimento Experimental

Depois de dividir varias vezes as amostras, material obtido nos processos de extração por difusão e por moenda, uma amostra, de cada origem, foi colocada em um depósito selado para evitar a contaminação da mesma e secada na estufa, a uma temperatura de 105°C, durante 3 horas. A umidade final da amostra de bagaço foi de 8,4% (b.u). A amostra total de bagaço de cana foi peneirada durante 30 minutos. Pode considerar-se que esta amostra se encontrava em equilíbrio com a umidade do ar ambiente. Visando obter informação mais aprimorada foram analisadas duas amostras por cada processo, ou seja, duas amostras correspondentes ao difusor e duas à moenda.

3.3.2 Resultados da análise de tamanhos por peneiramento

Os resultados obtidos no peneiramento da amostra I e II proveniente da moenda são apresentados na Tabela 3.4 e 3.5. O comportamento do peso retido nas peneiras em função da abertura média da peneira, para ambas as amostras obtidas através da moenda, é mostrado na

Figura 3.4. Neste caso a abertura média da peneira reportada corresponde à media aritmética das aberturas da peneira, como recomendado por Kunni e Levenspiel (1991).

Tabela 3.3 - Parâmetros de trabalho usados por diversos autores na caracterização do bagaço de cana

Autores	Tempo de secagem da amostra [h]	Temperatura de secagem [°C]	Malhas Tyler usadas	Tempo de contato entre a amostra e o meio	Umidade final do bagaço [b.u]	Amostra a ser peneirada [g]	Tempo de peneiramento [min]
Arrascaeta e Friedman, 1984	[-]	[-]	[-]	[-]	2,76	50	[-]
Nebra e Macedo, 1988	4	[-]	8; 14; 28; 48; 65 e Fundo.	Vários dias	8,4	30	30
Barbosa e Menegalli, 1986	24	70	4; 6; 8; 10; 14; 16; 20; 28; 35; 48; 65; 100 e Fundo	[-]	[10, 30, 50%]	60	20
Meirelles, 1984	24	70	3,5; 10; 14; 20; 28; 35; 48; 65; 100; 150; 200; 250 e Fundo	[-]	[-]	60	20
Corrêa, 2003	3	105	3,5; 14; 28; 48; 150; Fundo	[-]	2,76	[-]	15
Neiva, 1998	[-]	[-]	9; 14; 28; 35; 65; 100 e Fundo	[-]	[-]	[-]	15
Neste trabalho	3	105	3,5; 7; 14; 28; 48; 100 e Fundo.	14 horas	8,4	50	30

Para cada malha foi determinado o diâmetro médio das partículas (d_p), de acordo às dimensões da peneira, seguindo a recomendação de Foust (1982) (Eq. 3.1). Estes valores são apresentados nas Tabelas 3.4 a 3.7.

$$\ln d_p = \frac{\ln e_s + \ln e_i}{2} \quad (3.1)$$

Onde:

e_s : Espaçamento na peneira superior;

e_i : Espaçamento na peneira inferior, onde as partículas ficaram retidas.

A partir do d_p e da distribuição das frações de peso de cada peneira é possível determinar o diâmetro médio do bagaço, o qual é representativo de toda a população das partículas, Eq. 3.2, seguindo a recomendação de Kunii e Levenspiel (1991).

$$\overline{d_p} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{x}{d_p} \right)_i} \quad (3.2)$$

Onde:

x : Fração de peso no intervalo

d_p : diâmetro médio da partícula para cada peneira (mm).

A Tab. 3.8 mostra os diâmetros médios do bagaço ($\overline{d_p}$) para cada amostra obtida através da moenda e do difusor. Este parâmetro foi calculado através da Eq. 3.2

Tabela 3.4. Análise de peneira da amostra I obtida através da moenda.

TYLER	ABNT	Intervalo	Abertura	Abertura média da peneira	Diâmetro médio das partículas d_p	Peso retido por peneira	Distribuição Amostra I
		(Tyler)	(mm)	(mm)	(mm)	(g)	(%)
3,5	3,5	3,5	5,660	5,660	5,660	3,350	6,860
7	7	[-3,5 +7]	2,830	4,245	4,002	5,260	10,770
14	16	[-7 +14]	1,190	2,010	1,835	5,756	11,780
28	30	[-14 +28]	0,590	0,890	0,838	16,565	33,910
48	50	[-28 +48]	0,297	0,444	0,419	11,273	23,080
100	100	[-48 +100]	0,149	0,223	0,210	5,588	11,440
Fundo		[-100]		0,075		1,053	2,160
Total						48,843	100

*A abertura média da peneira corresponde à média aritmética das aberturas das peneiras.

Tabela 3.5 Análise de peneira da amostra II obtida através da moenda

TYLER	ABNT	Intervalo	Abertura	Abertura média da peneira	Diâmetro médio das partículas d_p	Peso retido por peneira	Distribuição Amostra II
		(Tyler)	(mm)	(mm)	(mm)	(g)	(%)
3,5	3,5	3,5	5,660	5,660	5,660	3,011	6,050
7	7	[-3,5 +7]	2,830	4,245	4,002	4,249	8,540
14	16	[-7 +14]	1,190	2,010	1,835	6,965	14,010
28	30	[-14 +28]	0,590	0,890	0,838	14,587	29,340
48	50	[-28 +48]	0,297	0,444	0,419	14,206	28,570
100	100	[-48 +100]	0,149	0,223	0,210	5,504	11,070
Fundo		[-100]	0,000	0,075		1,203	2,420
Total						49,725	100

As análises de peneira das amostras I e II, obtidas através do difusor, são apresentadas na Tabela 3.6 e 3.7. Usou-se nesta análise as mesmas peneiras do caso anterior.

Tabela 3.6 Análise de peneira da amostra I obtida através do difusor.

TYLER	ABNT	Intervalo	Abertura	Abertura média da peneira	Diâmetro médio das partículas d _p	Peso retido por peneira	Distribuição Amostra I
		(Tyler)	(mm)	(mm)	(mm)	(g)	(%)
3,5	3,5	3,5	5,660	5,660	5,660	16,999	39,850
7	7	[-3,5 +7]	2,830	4,245	4,002	1,002	2,350
14	16	[-7 +14]	1,190	2,010	1,835	3,456	8,100
28	30	[-14 +28]	0,590	0,890	0,838	7,399	17,350
48	50	[-28 +48]	0,297	0,444	0,419	10,953	25,680
100	100	[-48 +100]	0,149	0,223	0,210	1,440	3,380
Fundo		[-100]		0,075		1,403	3,290
Total						42,653	100

Tabela 3.7. Análise de peneira da amostra II obtida por difusor.

TYLER	ABNT	Intervalo	Abertura	Abertura média da peneira	Diâmetro médio das partículas d _p	Peso retido por peneira	Distribuição Amostra II
		(Tyler)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(%)
3,5	3,5	3,5	5,660	5,660	5,660	10,725	29,820
7	7	[-3,5 +7]	2,830	4,245	4,902	0,870	2,420
14	16	[-7 +14]	1,190	2,010	2,921	0,885	2,460
28	30	[-14 +28]	0,590	0,890	1,337	8,424	23,420
48	50	[-28 +48]	0,297	0,444	0,628	8,854	24,620
100	100	[-48 +100]	0,149	0,223	0,314	4,806	13,360
Fundo		[-100]		0,075		1,403	3,900
Total						35,966	100

As Figuras 3.4 e 3.5 apresentam o comportamento da fração de peso retido nas peneiras em função da abertura média da peneira para as amostras obtidas através da moenda e do difusor, respectivamente.

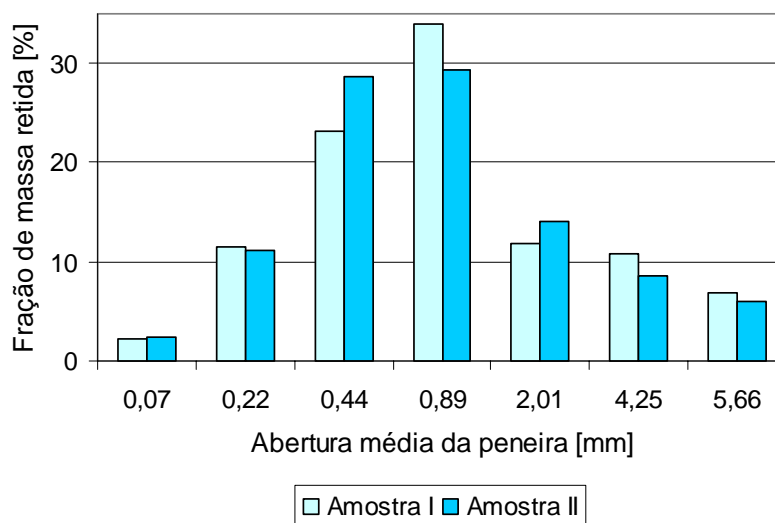


Figura 3.4: Análise de Peneira: comportamento da fração de massa retida com a abertura média da peneira para as amostras I e II, obtidas através da moenda.

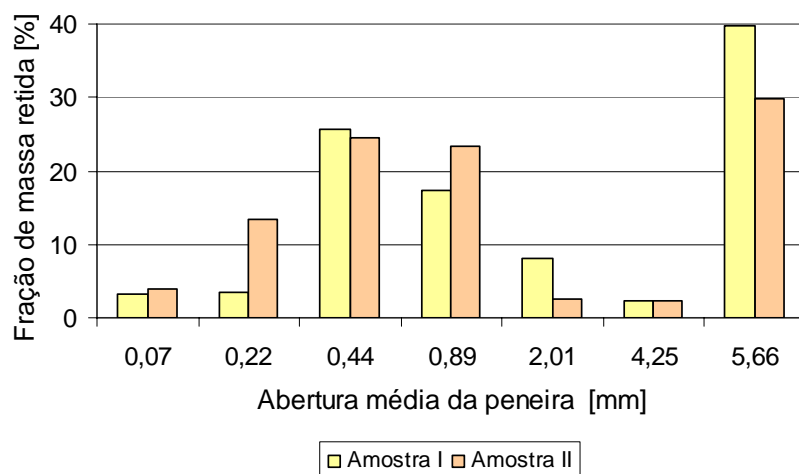


Figura 3.5 Análise de Peneira: comportamento da fração de massa retida com a abertura média da peneira para as amostras I e II, obtidas através do difusor.

Tabela 3.8: Diâmetro médio do bagaço ($\overline{d_p}$) para as amostras I e II, da moenda e do difusor.

Moenda		Difusor	
Amostra I	Amostra II	Amostra I	Amostra II
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
0,61	0,59	0,88	0,61

Algumas considerações importantes no peneiramento das partículas de bagaço serão abordadas em seguida:

3.3.3 Cuidados importantes durante a análise de peneira das partículas de bagaço de cana

No desenvolvimento desta análise foram experimentadas duas velocidades diferentes de agitação. Ambos os resultados mostraram histogramas com comportamentos semelhantes; porém, as quantidades de bagaço retidas nas peneiras foram diferentes. No caso da velocidade menor, foi observada maior mistura entre partículas grandes e pequenas no material retido nas peneiras, uma vez que as partículas menores ficaram retidas entre as partículas maiores das primeiras peneiras. A maior velocidade de agitação permitiu obter uma melhor separação das partículas, mostrando-se mais adequada para a análise deste tipo de partícula. Assim as partículas menores que normalmente ficavam localizadas nas peneiras maiores conseguiram passar através dos orifícios e localizar-se na peneira à qual correspondiam.

Também, foram testadas peneiras maiores, T-3/8” e T-5/8”, na procura de obter uma melhor distribuição, mas os resultados não apresentaram mudanças consideráveis. Assim foi mantida a configuração inicial selecionada.

Este comportamento foi observado nos dois tipos de amostras analisadas.

3.3.4 Comparação dos tamanhos das partículas obtidas pela Moenda e pelo Difusor

Para comparar os tamanhos das partículas obtidas pela moenda e pelo difusor foi considerada para cada caso, uma amostra representativa (resultado de considerar o valor médio das amostras I e II analisadas anteriormente);

Na Tab. 3.9 e na Fig. 3.6 é apresentado o comportamento da fração de peso retido com a abertura média da peneira para as amostras representativas obtidas pela moenda e pelo difusor;

Tabela 3.9 Peneirado das amostras representativas obtidas através da moenda e do difusor.

TYLER	ABNT	Intervalo	Abertura	Abertura média da peneira	Diâmetro médio das partículas d_p	Peso meio retido Moenda	Peso meio retido Difusor	Distribuição	
		(Tyler)	(mm)	(mm)	(mm)	(g)	(g)	Moenda (%)	Difusor (%)
3,5	3,5	3,5	5,660	5,660	5,660	3,180	13,862	6,450	35,260
7	7	[-3,5 +7]	2,830	4,245	4,902	4,755	0,936	9,650	2,380
14	16	[-7 +14]	1,190	2,010	2,921	6,360	2,171	12,910	5,520
28	30	[-14 +28]	0,590	0,890	1,337	15,576	7,912	31,600	20,130
48	50	[-28 +48]	0,297	0,444	0,628	12,739	9,903	25,850	25,190
100	100	[-48+100]	0,149	0,223	0,314	5,546	3,123	11,250	7,940
Fundo	Fundo	0	0	0,07		1,128	1,403	2,290	3,570
T O T A L						49,285	39,310	100	100

O diâmetro médio do bagaço ($\overline{d_p}$) para as partículas obtidas através da moenda e do difusor foi de: 0,5975mm e 0,7316mm, respectivamente.

A maior concentração de partículas, obtidas através do difusor, são representadas pelas partículas maiores ($d_p = 5,66$ mm). No caso da moenda, o anterior não é válido, já que a maior concentração é registrada na peneira central, ou seja, aquela que apresenta diâmetro médio de partícula $d_p = 1,337$ mm.

A menor concentração de partículas, no caso da moenda e do difusor, encontra-se no fundo e na segunda peneira maior ($d_p=4,902$ mm) respectivamente.

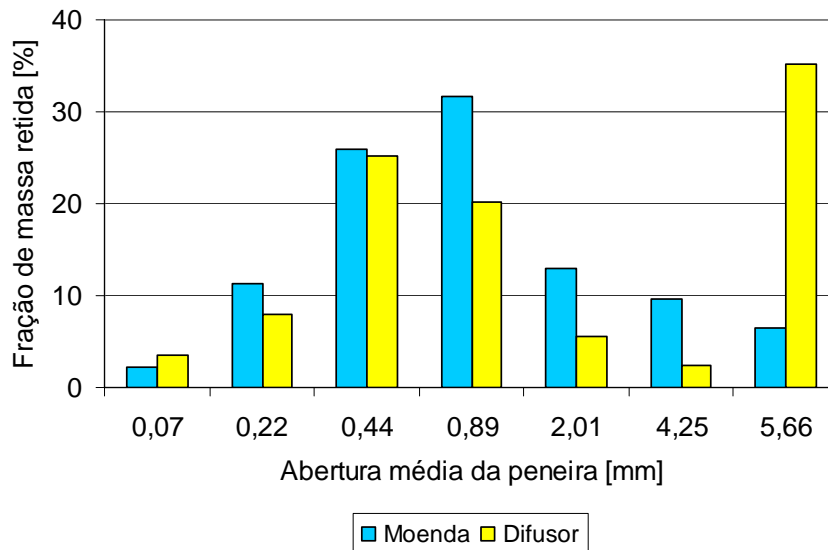


Figura 3.6: Comportamento da fração de peso retida com a abertura média da peneira para as amostras obtidas pela moenda e pelo difusor

Uma vez que no caso do difusor a maior parte do bagaço é concentrada na primeira peneira (35,26%), decidiu-se considerar a amostra contida nesta peneira como um novo universo, e estudar sua distribuição de partículas. Assim, na nova análise usaram-se as seguintes peneiras: 5/8"; 3/8"; 3,5; 7; 14 e fundo (Tyler), para analisar a amostra correspondente à Tyler 3,5.

Os resultados obtidos, para as partículas grossas, são apresentados na Tabela 3.10.

Tabela 3.10 Análise por peneiramento das partículas grossas do difusor - Tyler: 3,5

TYLER	ABNT	Intervalo	Abertura	Abertura média da peneira	Diâmetro médio da partícula d_p	Peso retido por peneira	Distribuição Amostra
		(Tyler)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(%)
5/8"	5/8"	5/8"	15,900	15,900	15,900	5,558	52,650
3/8"	3/8"	[-5/8" + 3/8"]	9,520	12,710	14,216	0,091	0,860
3,5	3,5	[-3/8" + 3,5]	5,660	7,590	9,822	0,542	5,130
7	7	[-3,5 + 7]	2,830	4,245	5,676	1,988	18,830
14	16	[-7 + 14]	1,190	2,010	2,921	1,489	14,110
Fundo						0,889	8,420
TOTAL						10,557	100

Nesta nova análise, a peneira maior usada, 5/8" Tyler, apresentou a maior quantidade retida de partículas, com isto verificou-se que o tipo de tratamento do bagaço no uso do difusor tende a produzir partículas mais longas; este efeito também foi observado por Paturau (1982). A distribuição obtida entre as peneiras apresentou novamente um comportamento irregular, similar ao mostrado na Fig. 3.6 para a população toda de partículas do difusor, provavelmente este comportamento se deva à grande presença de partículas tipo fibras longas.

O diâmetro médio do bagaço ($\overline{d_p}$) para esta amostra foi de 5.56 mm.

3.3.5 Determinação do porcentual de fibra e pó no bagaço (Difusor e Moenda)

Analisando a geometria das partículas chegou-se à conclusão que uma análise de peneira clássica, com o cálculo do diâmetro médio de partícula não era representativa, desta forma decidiu-se seguir a metodologia usada por Nebra e Macedo (1988) e por Corrêa (2003).

Nesta análise, uma amostra de bagaço foi submetida à análise de peneira e posteriormente à seleção de fibra e do pó de cada peneira.

A separação da fibra e do pó foi realizada manualmente com a ajuda de uma pinça e de uma lupa, nos casos das peneiras [3,5; 7; 14 e 28 Tyler] trabalhou-se com toda a amostra, já nos casos das peneiras [48 e 100 Tyler] a amostra total foi quarteada para seguidamente ser separada.

A caracterização das fibras e do pó, nas peneiras que contêm as partículas menores, foi muito complicada, assim decidiu-se seguir o critério usado por Nebra (1985), para dita classificação, ou seja, dividir a amostra consecutivamente e considerar uma pequena amostra como representativa da total. A pesagem das amostras foi realizada com ajuda da balança analítica, marca OHAUS, com precisão de 0,0001 g.

As tabelas 3.11 e 3.12 mostram a distribuição do peso percentual entre a fibra e o pó das amostras obtidas por difusão (43,63 g) e por moenda (46,85 g) respectivamente.

Tabela 3.11 Porcentual da fibra e do pó da amostra obtida através do Difusor.

Malhas	Abertura média da peneira (mm)	Diâmetro médio da partícula d_p (mm)	Tipo	Peso (g)	Peso Porcentual (%)
3,5	5,66	5,66	Fibra	14,4668	99,12
			Pó	0,1283	0,88
7	4,25	4,90	Fibra	0,392	98,05
			Pó	0,0078	1,95
14	2,01	2,92	Fibra	2,7143	88,2
			Pó	0,363	11,8
28	0,89	1,34	Fibra	7,1779	68,19
			Pó	3,3478	31,81
48	0,25	0,47	Fibra	4,7776	46,17
			Pó	5,5703	53,83
100	0,22	0,23	Fibra	2,1079	45,01
			Pó	2,5753	54,99

No caso das partículas obtidas pelo difusor as fibras e o pó representaram o 72,51%, e 27,49%, respectivamente, da amostra total. Entanto, na moenda as fibras representaram 72,89% e o pó 27,11%, respectivamente.

As Figuras 3.7 e 3.8 permitem observar o comportamento do peso percentual das partículas tipo fibra e pó, obtidas através do processo da difusão e da moenda, respectivamente.

Tabela 3.12 Porcentual da fibra e do pó da amostra obtida através da Moenda.

Malhas	Abertura média da peneira	Diâmetro médio da partícula d_p	Tipo	Peso	Peso Porcentual
	(mm)	(mm)		(g)	(%)
3,5	5,66	5,66	Fibra	3,3093	99,16
			Pó	0,028	0,84
7	4,25	4,90	Fibra	5,176	98,5
			Pó	0,079	1,5
14	2,01	2,92	Fibra	5,0694	89,07
			Pó	0,6221	10,93
28	0,89	1,34	Fibra	12,5448	77,02
			Pó	3,7429	22,98
48	0,25	0,47	Fibra	5,4428	49,64
			Pó	5,5218	50,36
100	0,22	0,23	Fibra	2,6029	49,02
			Pó	2,7070	50,98

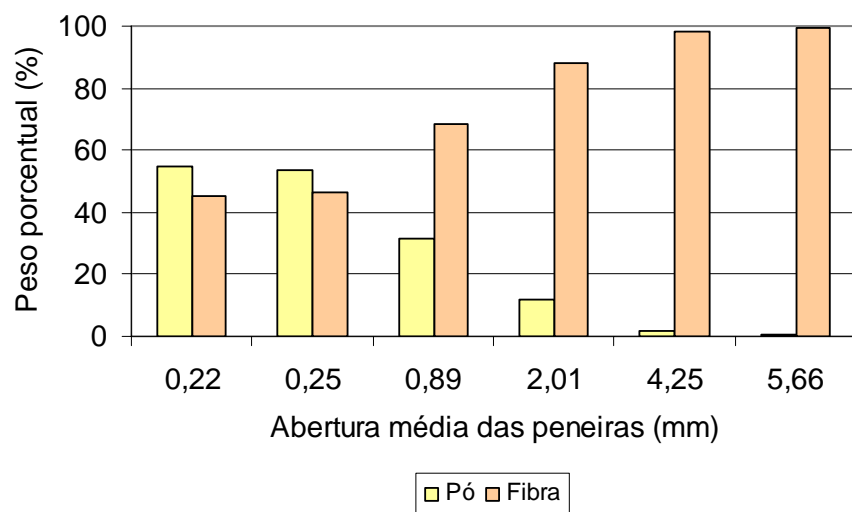


Figura 3.7: Comportamento do Peso porcentual da Fibra e do Pó (Difusor)

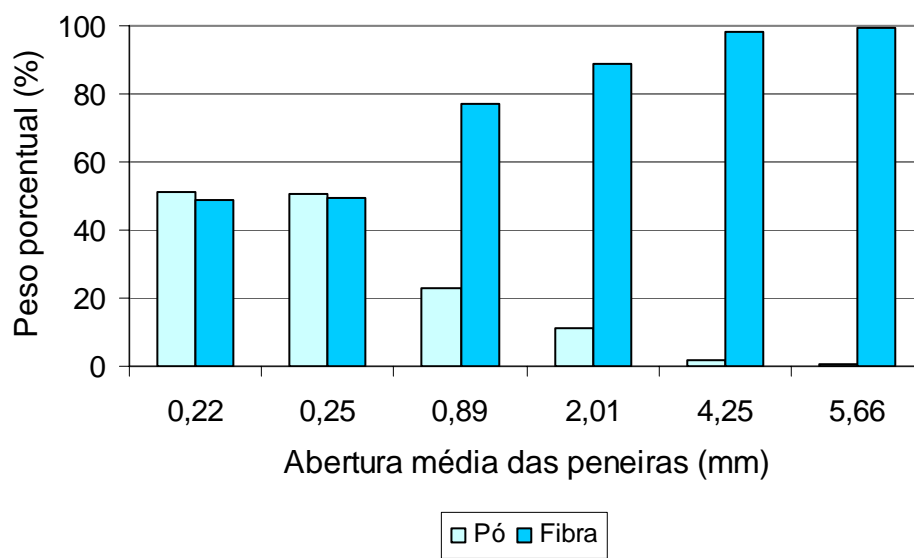


Figura 3.8: Comportamento do Peso porcentual da Fibra e do Pó (Moenda)

Em ambas as figuras, à medida que a abertura média da peneira diminuiu o peso percentual das fibras diminuiu até apresentar um valor quase constante nas duas primeiras peneiras. Entretanto o pó apresentou um valor quase constante nas duas primeiras peneiras a partir das quais diminuiu na medida em que a abertura média da peneira aumenta.

Os resultados apresentados nas Tab. 3.11 e 3.12, apresentaram muito boa concordância com os obtidos por Nebra e Macedo (1988) e por Côrrea (2003), como pode ser observado na Tab. 3.13.

Tabela 3.13 Comparação do peso porcentual de fibra com dados encontrados na literatura

Tyler	Abertura da peneira (mm)	$\ln(d_p)$ (mm)	Nebra e Macedo (1988) (%)	Côrrea (2003) (%)	Moenda (%)	Difusor (%)
1/4"	6,35	1,848		99		
3,5	5,66	1,791			99,1	99,2
7	2,83	1,387			98,1	98,5
8	2,38	0,954	100	99		
14	1,19	0,521	89	89	88,2	89,0
28	0,59	-0,177	76	70	68,2	77,0
48	0,3	-0,866	40,4	40	46,2	49,6
65	0,21	-1,382	40,4	42		
100	0,15	-1,729	40,3	41	45,0	49,0

A partir do comportamento do peso porcentual das fibras retido nas peneiras foram determinadas duas correlações, Eq. 3.3 e 3.4, para o difusor e para a moenda, respectivamente.

A Equação selecionada para representar dito comportamento foi a de Gompertz modificada; a qual é muito usada na análise de crescimento de microorganismos.

O ajuste apresentado por estas equações foi muito bom, obtendo-se um $R^2=0,999$ e $R^2=0,993$, no caso do difusor e da moenda, respectivamente, como pode ser observado na Fig. 3.9 e 3.10.

$$\% \text{ Fibras} = 0,446 + 0,556 \exp(-\exp(-0,469 - 1,906 \ln(d_p))) \quad (3.3)$$

$$\% \text{ Fibras} = 0,479 + 0,509 \exp(-\exp(-0,836 - 2,114 \ln(d_p))) \quad (3.4)$$

Onde:

d_p : diâmetro médio do bagaço para cada peneira, determinado através da Eq. 3.1

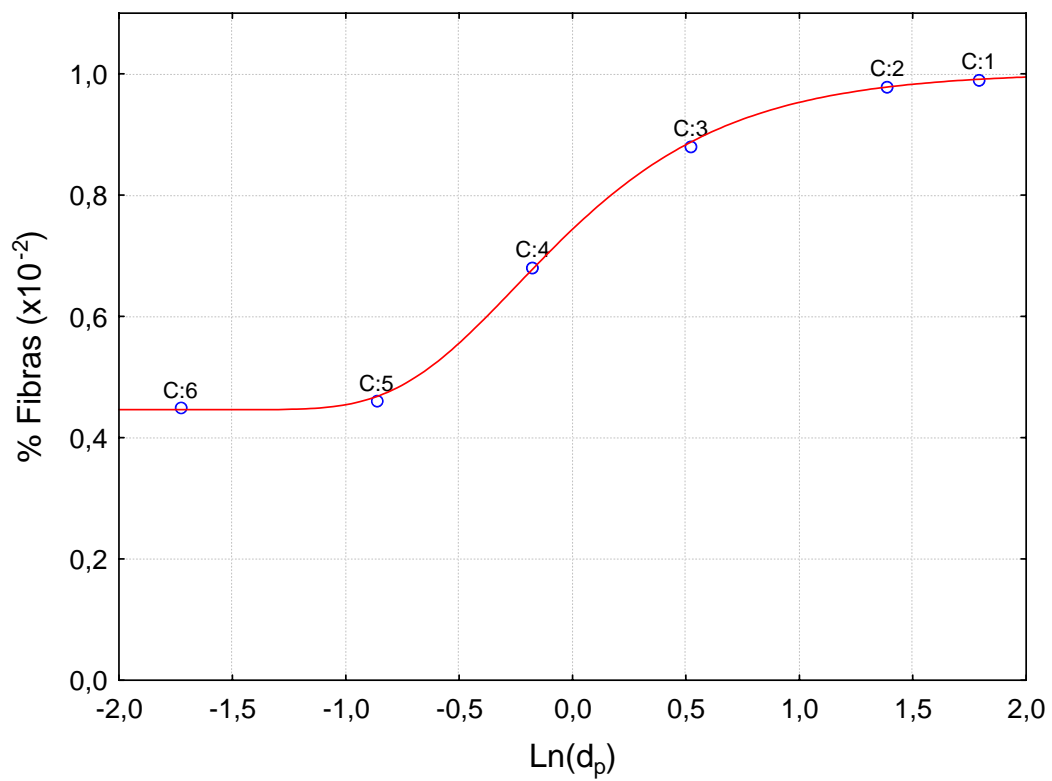


Figura 3.9 Comportamento do Peso percentual da Fibra com o $\ln(d_p)$ - Difusor

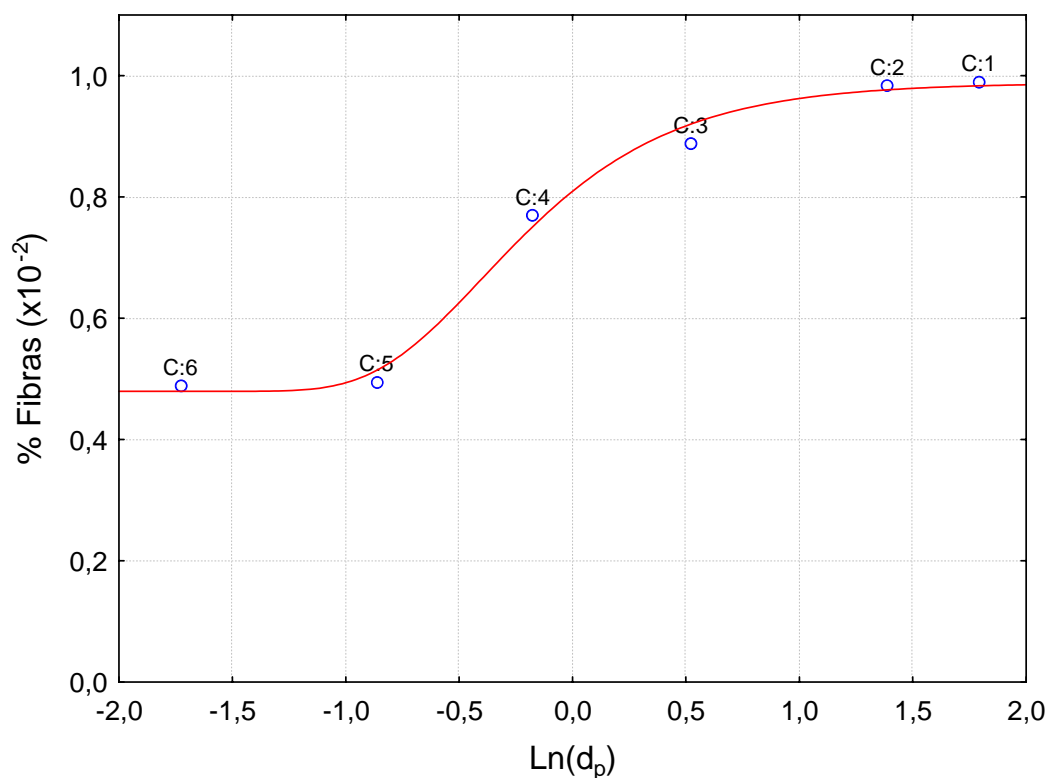


Figura 3.10 Comportamento do Peso percentual da Fibra com o $\ln(d_p)$ – Moenda.

3.3.6 Determinação das características geométricas das partículas do bagaço.

Como já afirmado anteriormente, a análise de peneira não é suficiente para estudar as características de partículas como o bagaço de cana, o qual apresenta uma diversidade muito grande de tamanho e forma. Assim, a caracterização da geometria das partículas de bagaço torna-se muito importante visando obter maior informação do material estudado.

A caracterização da geometria das partículas de bagaço, tipo fibra e pó foi realizada seguindo o critério sugerido por Nebra e Macedo (1988).

Nessa direção, as fibras foram divididas em dois grupos: fibras longas e fibras curtas (considerando-se ao redor de 10 fibras longas e 10 fibras curtas para cada uma das peneiras).

Na determinação dos tamanhos das fibras e do pó usaram-se diversas ferramentas. No caso das fibras, desde a peneira 3,5” até 28” (Tyler) foi usado o paquímetro para realizar as medições do comprimento “ l_p ” e dos parâmetros “ a_p ” e “ b_p ” (Figura 3.11).

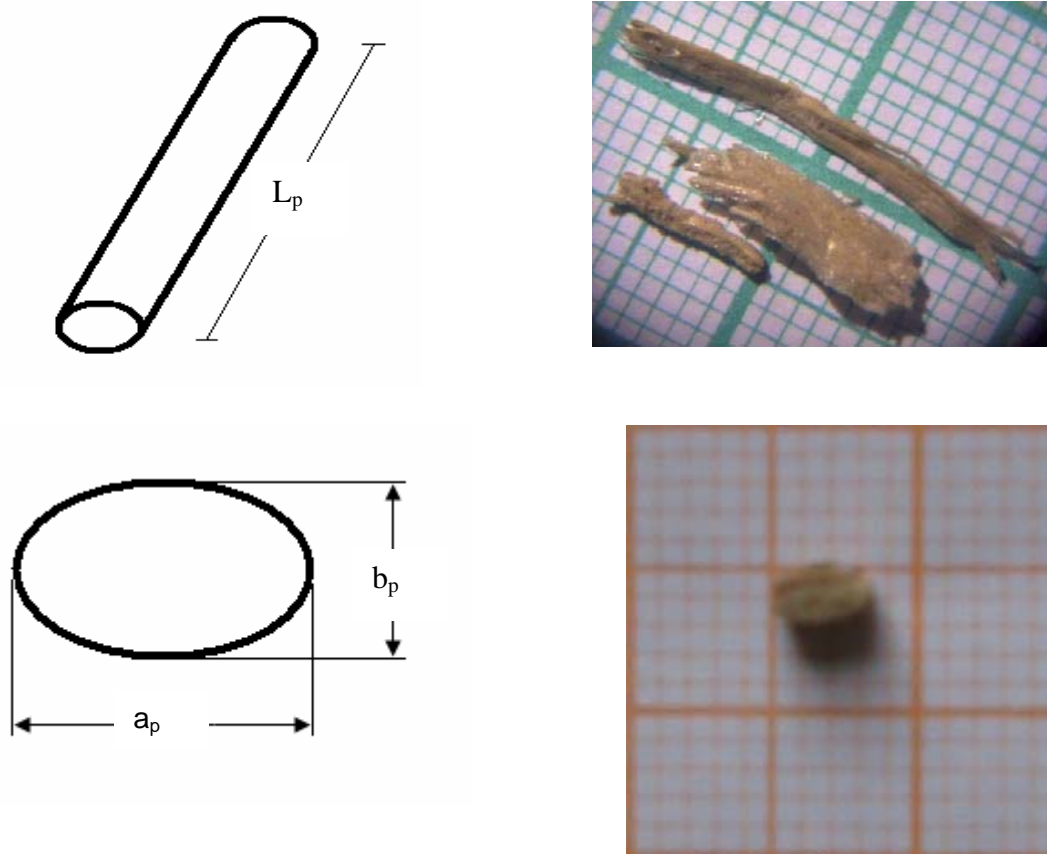


Figura 3.11 Características geométricas do bagaço de cana tipo fibra
(Nebra e Macedo,1988).

No caso das fibras menores 48 – 100 Tyler, as medições através do paquímetro tornaram-se impossíveis. Para viabilizar estas, nesta faixa de tamanhos, foi usada a metodologia da microfotografia. Assim, estas partículas foram medidas usando o microscópio 49901-30 modelo TTSC, o qual usa o software *SIGMASCAN PRO4* e pertence à Faculdade de Engenharia Química – Unicamp. Com a imagem das partículas capturada, o processamento de ditas imagens foi

realizado com o software *Image Tool* versão 3.0. As dimensões determinadas com o uso do software foram: “ a_p ” e “ l_p ”. Para todas as medições realizadas foram feitas 3 repetições.

O critério usado, na determinação dos parâmetros, foi considerar o fenômeno no qual as partículas de bagaço estão participando.

No caso da determinação do coeficiente de arraste foi considerada a maior área que enfrenta à corrente do fluido (A_p). No caso da transferência de calor, considerou-se à área lateral da partícula.

Através das medições das dimensões: a_p e b_p , das partículas de bagaço foi calculado o parâmetro D_p (Eq. 3.5). Este parâmetro é definido como o diâmetro representativo das partículas, de acordo a Nebra e Macedo (1988).

$$D_p = \sqrt{\frac{a_p^2 + b_p^2}{2}} \quad (3.5)$$

Área projetada máxima (A_p):

$$A_p = a_p * l_p \quad (3.6)$$

A seção (S_p):

$$S_p = \frac{\pi a_p b_p}{4} \quad (3.7)$$

O volume (Vol_p):

$$Vol_p = S_p * l_p \quad (3.8)$$

Área Lateral (A_l)

$$A_l = \pi D_p L \quad (3.9)$$

e a Densidade Aparente para cada malha (ρ):

$$\rho = \frac{\sum m_p}{\sum Vol_p} \quad (3.10)$$

Esta relação foi corrigida posteriormente para obter a densidade aparente do bagaço seco (ρ_o):

$$\rho_o = \rho(1 - u(b.u)) \quad (3.11)$$

Na Eq. (3.11) foi assumido que o bagaço não varia de volume com o aumento da umidade, para baixos valores desta.

No caso das partículas tipo pó, de formato irregular calculou-se:

$$A_p = a_p * l_p \quad (3.12)$$

$$D_p = \sqrt{\frac{4A_p}{\pi}} \quad (3.13)$$

No caso das partículas de pó foi considerada a forma geométrica apresentada na Figura 3.12. A figura da esquerda pode ser comparada à fotografia da direita obtida no fundo de quadrícula de 1 mm de lado.

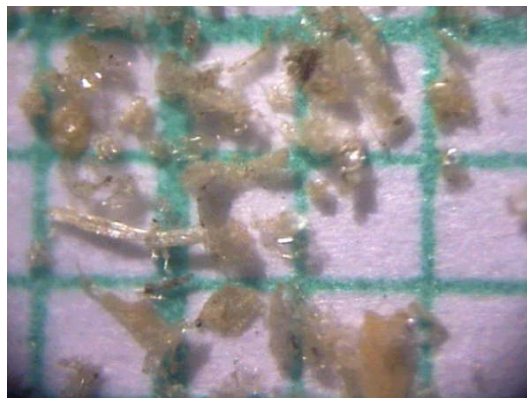
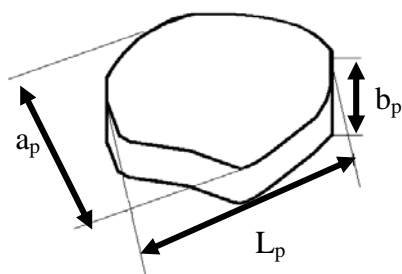


Figura 3.12 Dimensionamento do pó do bagaço de cana.
(Nebra e Macedo 1988).

As imagens do pó do bagaço foram capturadas através do microscópio eletrônico de varredura, marca Joel, modelo JXA-840 A. O tratamento de imagens foi realizado usando o software Image Tool version 3.0. As medidas médias de bagaço tipo pó, para a amostra do difusor e da moenda, foi 0,23 mm de largura (a_p) e 1,44 mm de comprimento (L_p) e 0,17mm de largura (a_p) e 0,88 mm de comprimento, respectivamente; para a peneira Tyler 100, de acordo à classificação feita por Nebra e Macedo (1988), apresentada na Figura 3.12.

Uma amostra de pó de bagaço de cana obtida através do microscópio eletrônico de varredura é apresentada na Fig. 3.13. As escalas correspondentes são indicadas nas figuras.

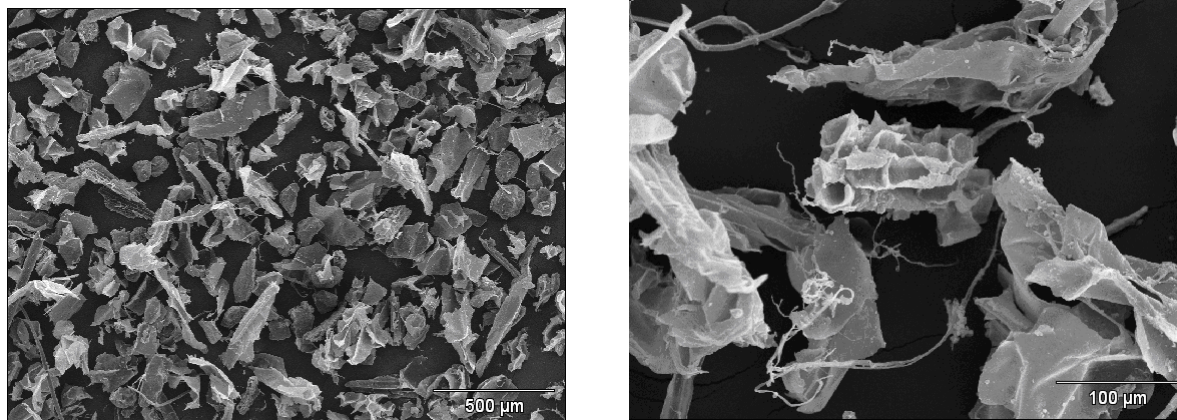


Figura 3.13 Pó do bagaço de cana.

Foi observado no bagaço tipo fibra a presença de fibras longas e curtas. Assim, visando obter maior informação dos tamanhos das partículas foi realizada a classificação das fibras longas e curtas em cada peneira das amostras obtidas através do difusor e da moenda (Tabela 3.13). O critério usado para separar as fibras longas e curtas foi o mesmo seguido por Nebra e Macedo (1988). Estes autores consideraram como partículas curtas aquelas cuja relação L_p/a_p foi menor do que 5, enquanto as fibras longas foram aquelas cuja relação foi maior do que 5. Neste trabalho porém, em alguns casos, foram consideradas como fibras curtas aquelas cuja relação L_p/a_p foi menor do que 8,4 sendo consideradas como fibras longas as maiores do que 8,4.

Os resultados do estudo dos tamanhos das partículas de bagaço tipo fibra: longas e curtas é apresentado na Tabela 3.14 e 3.15, respectivamente. O detalhamento dos valores obtidos nas medições realizadas pode ser encontrado no Apêndice I. Na Tabela 3.15, são apresentados os diâmetros representativos das fibras longas e curtas, obtidas pela moenda e pelo difusor, para cada fração separada por peneiramento.

Tabela 3.14 Valores médios, máximos e mínimos das fibras longas de bagaço obtidas através do difusor e da moenda, para cada fração separada por peneiramento.

Fibras longas												
Peneira		Difusor						Moenda				
Tyler	a _p		b _p		L _p		a _p		b _p		L _p	
	médio (mm)	máx/min (mm)	médio (mm)	máx/min (mm)	médio (mm)	máx/min (mm)	médio (mm)	máx/min (mm)	médio (mm)	máx/min (mm)	médio (mm)	máx/min (mm)
3.5	3.92	8,77	1.4	2.48	100.99	148.97	4.05	6.22	1.75	2.86	45.57	66.01
		2,35		0,7		69,69		2,41		0,8		33,18
		4,32		2.74		43.3		4.02		2.27		41.11
7	2.58	1,46	1.37	0,41	24.28	15,67	2.93	2,13	1.33	0,8	33.06	28,66
		3.16		1.36		62.93		1.88		0.81		39.31
14	1.55	0,95	0.7	0,35	28.03	16,56	1.65	1,24	0.6	0,51	31.75	27,37
		1.52		0.66		36.62		1.09		0.67		33.94
28	1.03	0,52	0.51	0,38	26.49	16,89	0.88	0,56	0.41	0,17	27.57	19,97
		0.66				10.81		0.46				12.74
48	0.41	0,26			7.89	6,29	0.37	0,23			8.21	5,44

Tabela 3.15 Valores médios, máximos e mínimos das fibras curtas de bagaço obtidas através do difusor e da moenda, para cada fração separada por peneiramento.

Fibras Curtas												
Tyler	Difusor						Moenda					
	a _p		b _p		L _p		a _p		b _p		L _p	
	médio (mm)	máx/min (mm)	médio (mm)	máx/min (mm)	médio (mm)	máx/min (mm)	médio (mm)	máx/min (mm)	médio (mm)	máx/min (mm)	médio (mm)	máx/min (mm)
		5.69		4.03		38.63		7.02		6.28		28.29
3.5	4.22	3,2	1.63	0,74	29.65	20,09	4.33	1,75	2.27	0,44	20.36	15,47
		4.48		2.45		15.67		4.47		2.58		18.87
7	3.42	2,27	1.99	1,27	10.25	6,7	3.47	2,33	1.59	0,89	13.15	5,76
		2.85		1.17		13.06		2.52		1.49		17.98
14	1.95	1,12	0.83	0,63	10.92	5,6	1.94	1,66	0.97	0,63	12.27	9,28
		1.3		0.78		10,88		1.84		0,54		11.14
28	1.13	0,87	0.59	0,38	8,71	7,28	1.34	1,03	0.47	0,42	9.43	7,06
		0.71				3.91		0.63				4.23
48	0.47	0,26			2.62	1,33	0.41	0,21			3.21	1,9
		0.32				2.59		0.34				1.21
100	0.23	0,17			1.44	0,7	0.17	0,09			0.88	0,39

Tabela 3.16 Diâmetros representativos (D_p) das fibras longas e curtas obtidas pela moenda e pelo difusor, para cada fração separada por peneiramento.

Peneira		Intervalo	Difusor		Moenda	
TYLER	ABNT	(Tyler)	Longas	Curtas	Longas	Curtas
3,5	3,5	3,5	2,94	3,2	3,12	3,46
7	7	[-3,5 +7]	2,07	2,8	2,28	2,7
14	16	[-7 +14]	1,2	1,5	1,24	1,53
28	30	[-14 +28]	0,81	0,90	0,69	0,98
48	50	[-28 +48]	0,41	0,47	0,37	0,41
100	100	[-48 +100]		0,23		0,17

O diâmetro representativo (D_p), ao ser uma medida direta de cada partícula foi usado como parâmetro de análise, deixando de lado o diâmetro médio do bagaço ($\overline{d_p}$). Porém os resultados obtidos para os valores médios de ambos os parâmetros, na análise da amostra de bagaço obtida pela moenda e do difusor, se mostraram muito próximos. Estes resultados são apresentados na Tab. 3.16.

Tabela 3.17 Diâmetro representativo (D_p) e médio ($\overline{d_p}$) para as partículas de moenda e do difusor

Processo	$\overline{d_p}$ (mm)	D_p (mm)
Moenda	0,597	0,527
Difusor	0,732	0,729

O cálculo do D_p da amostra total foi calculado considerando as peso retido em cada peneira de acordo à Eq. 3.2; porém, considerando agora o D_p de cada peneira no lugar do $\overline{d_p}$.

A densidade aparente do bagaço foi calculada para as malhas TYLER 3,5; 7; 14 e 28, segundo a Eq. 3.11, e comparada com dados reportados por Nebra (1985), Tab. 3.18.

Na análise desta tabela pode ser observado que nas malhas TYLER 7 e 8, a densidade é muito próxima, entanto na malha TYLER 28, a diferença é grande. Provavelmente esta diferença seja devida à forma em que foi feita a determinação das dimensões das partículas, com recursos de laboratório diferentes nos dois trabalhos.

Na literatura é indicada que a densidade *bulk* depende da umidade do bagaço e da altura da pilha. Considerando o bagaço seco, esta densidade em 2m de altura é de 100 kg/m³ e em 14m de 180 kg/m³, Rein, (2007).

Tabela 3.18 Densidades aparentes das fibras de bagaço seco, para diferentes malhas de Tyler.

Peneira	Difusor (kg/m ³)	Moenda (kg/m ³)	Nebra (kg/m ³)
T-3,5	215,167	159,439	
T-7	204,504	211,413	
T-8			210
T-14	244,032	281,435	340
T-28	303,594	264,838	600

Os valores obtidos para as propriedades calculadas segundo as equações (3.3) a (3.10) se encontram no Apêndice I.

3.4 Velocidade Terminal e Coeficiente de Arraste.

Um dos primeiros trabalhos sobre determinação de velocidade de arraste do bagaço foi realizado por Grobart (1973). Nebra e Macedo (1988) determinaram a velocidade terminal do bagaço, deixando cair desde uma altura, suficientemente grande, partículas de bagaço tipo fibras e medindo o tempo de queda das mesmas. Estes autores assumiram que a altura era suficiente para que a partícula pudesse atingir sua velocidade terminal, o período de velocidade variável foi levado em conta nos cálculos, a suposição inicial foi posteriormente corroborada pelos resultados de velocidade terminal e coeficiente de arraste. Eles determinaram a dependência do Coeficiente

de arraste com o número de Reynolds. Barbosa e Menegalli (1986) determinaram a velocidade terminal usando um equipamento experimental, que permitia a medição direta da velocidade da corrente de ar necessária para equilibrar, flutuando, um conjunto de partículas. O equipamento foi formado basicamente por uma coluna de dois metros de altura para escoamento de ar, de seção retangular variável, permitindo a variação da velocidade do ar. O ar foi insuflado através de um ventilador centrífugo e o material foi alimentado na parte inferior da coluna. Estes autores encontraram que a velocidade terminal varia com as características da partícula (geometria, forma) e com a umidade do bagaço.

Aralde et al. (1991) determinaram a velocidade de arraste das partículas de bagaço de cana. Para isso, estes autores usaram um equipamento pertencente ao laboratório do grupo de *Tecnologia Alimentaria de la Facultad Regional Rosario de la Universidad Tecnológica Nacional (Argentina)*. Estes autores determinaram que a velocidade de arrasto do bagaço é função, além do tamanho da partícula e do seu fator de forma, do conteúdo de umidade, e da temperatura do gás para o transporte. A velocidade de arrasto foi analisada em diferentes temperaturas do gás, na faixa de 30 - 150°C, para três diâmetros de partículas (0,45; 1,015; e 1,777 mm) e uma umidade inicial de 55%(b.u), sendo observado que o aumento da temperatura do gás na faixa indicada produz o aumento da velocidade de arrasto em 18%.

A metodologia para a determinação da velocidade terminal e coeficiente de arraste usada neste trabalho foi a mesma utilizada por Nebra (1985). Durante as experiências foram eliminadas as perturbações de ar que pudessem alterar a queda das partículas.

A opção foi feita em razão da falta de outros equipamentos apropriados para a determinação, além de considerar o método confiável, embora trabalhoso em termos dos cálculos posteriores.

3.4.1 Modelagem da Velocidade Terminal e do Coeficiente de Arraste.

A velocidade terminal e o coeficiente de arraste foram determinados apenas para as partículas de bagaço tipo fibra.

Foi desenvolvido um programa no software Matlab 6.0 para realizar os cálculos (este programa pode ser encontrado no apêndice II).

O primeiro passo foi calcular o coeficiente de arraste, com esta correlação em mãos, a velocidade terminal foi determinada. O procedimento de cálculo é apresentado em seguida passo a passo:

A equação de movimento, desprezando a força de empuxo é dada pela Eq. 3.14.

$$m \frac{dV_p}{dt} = mg - C_d \frac{A_p \rho_{ar} V_p^2}{2} \quad (3.14)$$

Onde:

O termo da esquerda representa a força resultante;

O primeiro termo à direita é o peso da partícula;

O segundo termo à direita é a força de arraste.

Através da revisão da literatura, foi selecionado o tipo de equação que melhor representa a dependência do coeficiente de arraste com o número de Reynolds. A Eq. 3.15 foi também usada por Aidun (1956), o qual foi pioneiro no estudo experimental da hidrodinâmica de fibras, Becker (1959) e Nebra e Macedo (1988).

$$C_d = k_1 Re^{K_2} \quad (3.15)$$

Onde: k_1 e k_2 são constantes a serem determinadas.

O número de Reynolds foi obtido através da Eq. (3.16).

$$Re = \frac{\rho V_p D_p}{\mu} \quad (3.16)$$

Onde:

V_p : Velocidade da partícula de bagaço (m/s);

D_p : Diâmetro representativo da partícula (m);

ρ e μ : Densidade e viscosidade do ar (kg/m^3 , kg/m-s).

A área da partícula foi calculada através da Eq. 3.6, ou seja, considerou-se a maior área frontal ao escoamento.

Para isso as dimensões da partícula: a_p , b_p e l_p , foram medidas, em triplicata, estas podem ser encontradas no Apêndice I.

As partículas de bagaço foram deixadas cair desde uma altura de 6 metros (Z_m) e o tempo de queda, para cada partícula, foi registrado (t_m). Seguidamente, a altura (H) foi numericamente calculada de acordo à Eq. (3.17), com a velocidade da partícula obedecendo à Eq. (3.14) e o coeficiente de arraste à equação (3.15). Este cálculo foi realizado considerando as dimensões medidas de cada partícula de bagaço.

$$H = \int_0^{t_m} V_p dt \quad (3.17)$$

Finalmente, o termo S_h foi calculado através da Eq. (3.18). Este termo representa a soma dos quadrados das diferenças das alturas, medidas e calculadas, para todas as partículas de bagaço de cana, dividida pelo número de determinações. Ele constitui uma medida do erro na determinação.

$$S_h = \frac{\sum_{i=1}^n (z_m - H)^2}{n} \quad (3.18)$$

As constantes k_1 e k_2 (Eq. 3.15) foram determinadas pela minimização do valor de S_h na Eq. (3.18).

Uma vez obtida a correlação para o coeficiente de arraste foi determinada a velocidade terminal das partículas.

As correlações de velocidade terminal, propostas para cada amostra de partículas: moenda e difusor foram determinadas pelo método dos mínimos quadrados segundo Murteira e Black, (1983).

O coeficiente de arraste das partículas de bagaço tipo fibras, da moenda e do difusor, obtidas neste trabalho são apresentadas nas Eq. 3.19 e 3.20, respectivamente.

$$C_d = 1,3 \text{Re}^{-0,1} \quad (3.19)$$

$$C_d = 2 \text{Re}^{-0,15} \quad (3.20)$$

O valor de $\sqrt{S_h}$ para as partículas da moenda e do difusor, Eqs. (3.19) e (3.20), foi 0.87m e 1.0214m, respectivamente.

A velocidade terminal (V_t) das partículas obtidas pela moenda e pelo difusor, Eq. (3.21) e (3.22) respectivamente, foram determinadas a partir das Eq. 3.19 e 3.20, através do método dos mínimos quadrados.

$$V_t = 1,71 D_p^{0,34} \quad (3.21)$$

$$V_t = 1,646 D_p^{0,345} \quad (3.22)$$

Onde:

D_p : Diâmetro representativo efetivamente medido (mm);

V_t : Velocidade terminal (m/s).

Estas expressões são válidas para partículas tipo fibras, com $0,5 < D_p < 4$ mm, com coeficientes de correlação de $R_2=0,45$ e $0,52$ para as partículas da moenda e do difusor, respectivamente.

Os valores dos coeficientes de correlação são relativamente baixos, embora para partículas tipo fibras, valores nesta faixa são comuns. Por exemplo, Green (2006) encontrou que a velocidade terminal das fibras tipo *hardwood* correlaciona com o diâmetro hidráulico com $R_2=0,23$, e a velocidade das fibras tipo *softwood* correlaciona com a espessura da parede da fibra (equivalente ao D_p do presente trabalho) com $R_2=0,47$.

Uma vez que os resultados das correlações para o coeficiente de arraste, para as amostras da moenda e do difusor, foram muito similares, decidiu-se obter uma correlação para as partículas de bagaço, tipo fibras, em geral. Para isso, foram consideradas as duas amostras como uma única população. A metodologia de cálculo foi a mesma apresentada anteriormente.

O coeficiente de arraste e a velocidade terminal para as amostras combinadas (moenda e difusor) são apresentadas nas Eq. 3.23 e 3.24, respectivamente.

$$C_d = 1,40 Re^{-0,10} \quad (3.23)$$

Onde, Re é definido pela Eq. (3.16).

$$V_t = 1,699 D_p^{0,324} \quad (3.24)$$

Onde, V_t é em m/s e D_p em mm.

O coeficiente de correlação para a velocidade terminal, Eq. 3.24, foi 0,46.

Na Fig. 3.14, as alturas calculadas (H) e as medidas (z_m), das partículas de bagaço totais (moenda e difusor), são comparadas, considerando como parâmetro de referência o diâmetro representativo da partícula “ D_p ”, medido individualmente (Eq. 3.5).

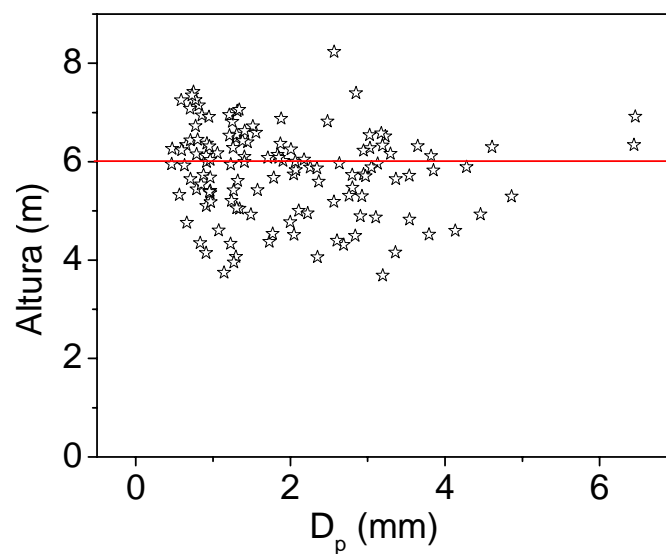


Figura 3.14 Comparação dos valores das alturas de queda das partículas medidas e calculadas

Como pode ser observado, a dispersão dos dados calculados com relação aos medidos é razoável. Segundo, Barbosa e Menegalli (1986) esta dispersão não é devida apenas a erros nas medições, mas também em grande parte, à grande irregularidade de tamanhos e formas exibida pelas partículas de bagaço de cana. Além disso, forças resistivas atuando sobre as partículas resultam em mudanças de posição das mesmas boiando no fluido, algumas permanecem estáveis, outras giram ao redor do seu eixo principal, outras ao redor do centro de gravidade e outras ainda mostram imprevisíveis movimentos de rotação e translação.

Na Fig. 3.15, os coeficientes de arraste para as partículas da moenda, do difusor, e da mistura (moenda e difusor) são comparados com as bem conhecidas correlações reportadas por Knudsen & Katz (1958) para cilindro infinito, já que o cilindro infinito é a forma geométrica pura que melhor representa a partícula tipo fibra.

Correlações para coeficientes de arraste obtidas por Nebra e Macedo (1988) e Barbosa e Menegalli (1986) para partículas de bagaço de cana foram também comparadas.

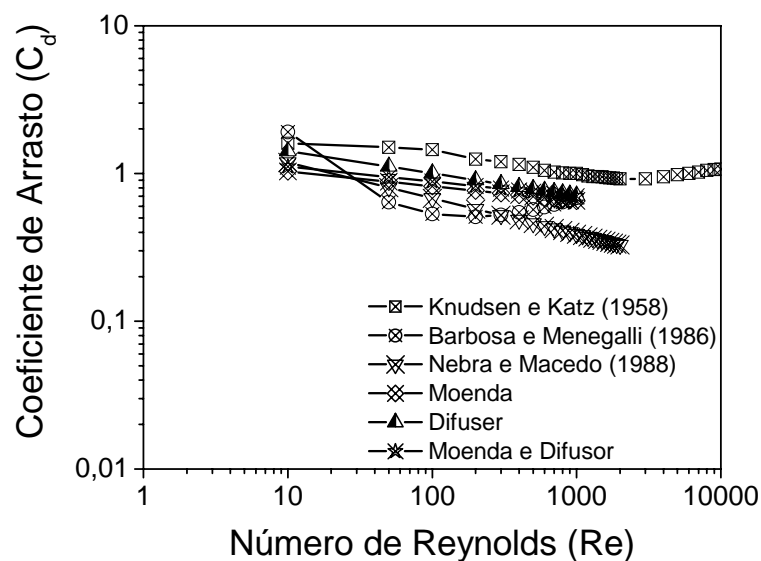


Figura 3.15 Coeficiente de arraste versus número de Reynolds para partículas de bagaço tipo fibra

A velocidade terminal das partículas, obtidas através da moenda, foi encontrada levemente maior do que a correspondente às partículas obtidas pelo difusor, enquanto o conjunto combinado das partículas, moenda e difusor, mostraram comportamento intermediário, como esperado. Estes resultados foram comparados com os valores obtidos por Barbosa e Menegalli (1986). Estes autores trabalharam com bagaço seco e com o diâmetro representativo das partículas (D_p).

A velocidade terminal determinada, neste trabalho, para as partículas obtidas pela moenda, difusor e o conjunto combinado apresentaram boa concordância com os valores obtidos por Barbosa e Menegalli (1986), como pode ser observado na Fig. 3.16. Há uma defasagem praticamente constante entre os valores apresentados nesta tese e os destes autores, isto pode ser devido à diferença de métodos usados na determinação da velocidade terminal.

Os dados obtidos por Aralde et al. (1991) correspondem às velocidades de arraste das partículas, as quais são superiores às terminais apresentadas neste trabalho, como era de esperar-se. Os valores reportados por estes autores apresentaram como variável independente a abertura média da peneira. Com a finalidade de comparar estes dados uso-se uma conversão deste parâmetro para o diâmetro representativo (D_p). O bagaço usado por estes autores apresentou dimensões superiores às correspondentes usadas neste trabalho e por Barbosa e Menegalli (1986).

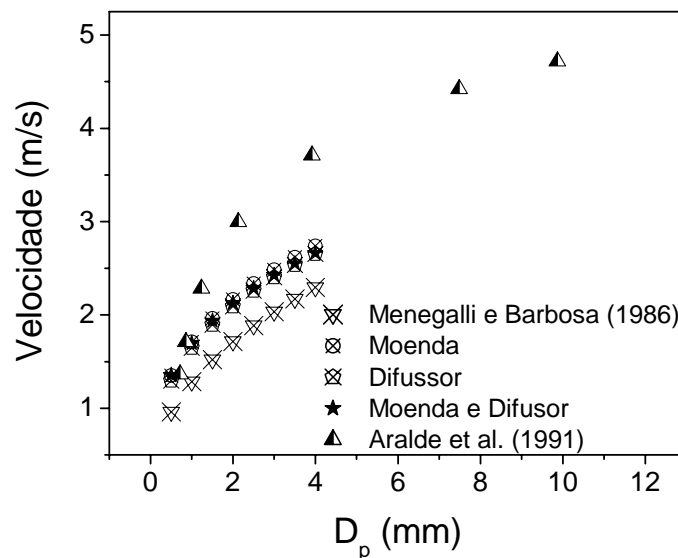


Figura 3.16 Velocidades das partículas de bagaço de cana com seu diâmetro representativo D_p .

3.5 Poder calorífico do bagaço de cana

O poder calorífico superior do bagaço de cana seco (PCS), tipo pó, foi determinado usando a bomba calorimétrica. O valor médio obtido, através de três testes foi de 17230 kJ/kg. Os testes foram realizados no Laboratório do Departamento de Engenharia Térmica da Faculdade de Engenharia Mecânica. Para o desenvolvimento dos testes usou-se a norma ASTM D5865 –03. Van der Poel et al. (1998) reportou o valor do PCS em 17319 kJ/kg, que apresenta boa concordância com o valor experimental obtido neste trabalho.

A partir do poder calorífico superior do bagaço é possível obter o seu poder calorífico inferior. Alguns autores, tais como Beatón e Lora (1991), com base nos resultados obtidos em Cuba para o bagaço com umidade de 40% (b.u.) informaram que o tipo de colheita afeta o poder calorífico inferior do bagaço úmido, de acordo à tabela 3.19. Estes autores não explicaram a razão destas variações.

Tabela 3.19 Poder calorífico inferior do bagaço de cana (40% b.u).

Tipo de corte	Poder calorífico inferior (kJ/kg)
Manual	8645
Centro de colheita	8520
Mecanizado	8359

Fonte: Baloh e Wittwer (1995).

Por outro lado, existem algumas equações que permitem determinar o poder calorífico inferior, entre elas, uma comumente usada, é a proposta por Hugot (1964).

$$PCI = 17790 - 50,23ss - 203ubc \quad (3.25)$$

Onde:

SS : Sólidos solúveis no bagaço (%);

ubc: Conteúdo de umidade do bagaço em base úmida (b.u).

PCI: Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg).

Na literatura são encontradas outras correlações para determinar o poder calorífico inferior do bagaço, entre elas pode ser mencionada a correlação recomendada por Wienes (2001) e Rein (2007), Eq. 3.26.

$$PCI = 18260 - 207,01 * ubc - 182,6 * z_a - 31,14ss \quad (3.26)$$

A diferença entre os valores de poder calorífico inferior obtido através da Eq. 3.25 e 3.26 é pequena, ao redor de 3,8%. Assim, neste trabalho decidiu-se usar a Eq. 3.25, uma vez que a mesma é amplamente utilizada.

3.6 Exergia do bagaço de cana

O cálculo da exergia de bagaço é composto por duas parcelas: a física e a química, em seguida será abordado o cálculo das mesmas.

3.6.1 Exergia física

Esta associada ao aumento de temperatura do bagaço, o qual pode acontecer em processos como a secagem do mesmo. Esta exergia pode ser determinada através da Eq. 3.27, de acordo com Moran e Shapiro (1995).

$$b_b^f = c_{pb} \left((T_b - T_o) - T_o \ln \left(\frac{T_b}{T_o} \right) \right) \quad (3.27)$$

Onde:

b_b^f : Exergia física específica do bagaço (kJ/kg);

T_b : Temperatura do bagaço (K);

T_o : Temperatura de referência (K);
 $c_{p,b}$: Calor específico do bagaço (kJ/kg K).

3.6.2 Exergia química

Na literatura são encontradas duas metodologias para o cálculo da exergia química do bagaço de cana: (i) Proposta de Szargut et al. (1988) e (ii) Proposta de Wittwer (1993).

Wittwer (1993) desenvolveu uma metodologia específica para o cálculo da exergia do bagaço de cana, enquanto Szargut et al. (1988) determinaram uma correlação para o cálculo da exergia da madeira, que pode ser estendida ao bagaço, pela similitude nas características e composição destes materiais. Uma vez que a madeira apresenta aproximadamente a mesma composição que o bagaço, alguns pesquisadores aplicaram dita correlação para obter a exergia do bagaço de cana (Sanchez-Prieto, 2003; Sosa-Arno et al. 2006a e b).

Sosa-Arno e Nebra (2005b) analisaram as propostas para a determinação da exergia do bagaço de cana. A descrição das metodologias de acordo estes autores é apresentada em seguida.

3.6.2.1 Proposta de Szargut et al. (1988)

O estado de referência foi estabelecido na pressão ($P=101,325$ kPa) e na temperatura ($T=298,15$ K). Esta proposta considerou substâncias de referência, que se encontram na natureza, tais como, CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 , para os elementos C, H, O, N, respectivamente, considerando a concentração das substâncias de referência no ar ambiente padrão, reportado na Tabela 2.4, pág. 56, Szargut et al. (1988). Para o enxofre, um íon de sal dissolvido na água de mar foi considerado como referência: SO_4^{2-} , o valor de referência considerado no cálculo é reportado na Tabela 2.6, pág. 63, do livro acima citado.

Uma vez que, o bagaço de cana é uma mistura de espécies químicas muito diferentes, o cálculo da sua exergia química desde a sua composição individual é muito difícil.

A metodologia proposta por Szargut et al (1988) resolveu este problema desenvolvendo correlações a partir de propriedades conhecidas de compostos orgânicos puros, e estendeu estes para combustíveis técnicos, tais como a madeira.

Este cálculo precisa apenas conhecer a composição mássica do combustível. Assim, a partir da exergia química calculada para componentes orgânicos puros foram determinadas correlações tais como a Eq. (3.28) aplicáveis a “combustíveis técnicos” segundo a nomenclatura do autor:

$$\beta = \frac{b_f}{PCI} = F\left(\frac{H}{C}, \frac{O}{C}, \frac{N}{C}, \frac{S}{C}\right) \quad (3.28)$$

Onde: β representa a relação entre a exergia do combustível e o seu poder calorífico e (H/C, O/C, N/C e S/C) representam as relações atômicas.

O conteúdo de nitrogênio em combustíveis técnicos é bem menor do que em compostos orgânicos usados na determinação das equações de regressão. Assim, os dados correspondentes ao conteúdo de nitrogênio nos compostos têm sido introduzidos nos cálculos com um peso estatístico menor do que a unidade. O fator de peso estatístico seguinte tem sido adotado, de acordo a Eq. (3.29)

$$p_i = \frac{\left(\frac{N}{C}\right)_m}{\left(\frac{N}{C}\right)_i} \quad (3.29)$$

Onde:

$\left(\frac{N}{C}\right)_m$: Relação atômica média N/C no grupo de combustíveis técnicos sob consideração;

$\left(\frac{N}{C}\right)_i$: Relação atômica N/C no composto usado para os cálculos.

Como foi mencionado, esta metodologia não define uma correlação específica para a avaliação da exergia do bagaço de cana; porém, uma vez que a composição do bagaço de cana é semelhante à da madeira, esta proposta vem sendo adotada por vários pesquisadores.

Calculo da exergia do bagaço de cana:

In 1964, a primeira correlação entre a composição mássica da madeira e o parâmetro β foi proposta, Szargut e Styrylska (1964), Eq. 3.30.

$$\beta_{1964} = \frac{1,0438 + 0,1882 \left(\frac{z_{H_2}}{z_C} \right) - 0,2509 \left(\frac{z_{O_2}}{z_C} \right) \left[1 + 0,7256 \left(\frac{z_{H_2}}{z_C} \right) \right] - 0,0383 \left(\frac{z_{N_2}}{z_C} \right)}{1 - 0,3035 \left(\frac{z_{O_2}}{z_C} \right)} \quad (3.30)$$

Onde:

$z_{H_2}, z_c, z_{O_2}, z_{N_2}$: Frações mássicas do hidrogênio, carbono, oxigênio e nitrogênio, respectivamente.

In 1988, outra correlação para avaliar o parâmetro β foi proposta. Esta apresentou uma precisão média de $\pm 1.5\%$, de acordo a Szargut et al. (1988); Eq. (3.31).

As Eqs. (3.30) e (3.31) apresentam características similares, embora existam algumas diferenças nos coeficientes. Sem dúvida que os valores da segunda estão aprimorados, já que se trata de uma revisão do próprio autor.

$$\beta_{1988} = \frac{1,0412 + 0,2160 \left(\frac{z_{H_2}}{z_C} \right) - 0,2499 \left(\frac{z_{O_2}}{z_C} \right) \left[1 + 0,7884 \left(\frac{z_{H_2}}{z_C} \right) \right] - 0,0450 \left(\frac{z_{N_2}}{z_C} \right)}{1 - 0,3035 \left(\frac{z_{O_2}}{z_C} \right)} \quad (3.31)$$

A dependência do parâmetro β sobre a relação S/C poderia não ser determinada para compostos sólidos orgânicos devido a lacunas nos dados termodinâmicos. Assim, estes autores assumiram que a mudança de exergia referida à formação das ligas químicas de enxofre pode ser desprezada, e o conteúdo de enxofre pode ser considerado através da correção resultante desde a diferença da exergia química (b_{enx}) e o poder calorífico do enxofre (PCI_{enx}), Eq. (3.34). Assim, a equação para a exergia química da madeira é obtida através da Eq. (3.32) de acordo a Szargut e Styrylska (1964) e pela Eq. (3.33) de acordo a Szargut et al., (1988).

$$b_b^c = \beta_{1964}(\text{PCI} + \lambda z_w) + 9710 z_{\text{enx}} \quad (3.32)$$

$$b_b^c = \beta_{1988}(\text{PCI} + \lambda z_w) + 9683 z_{\text{enx}} + b_a^c z_a + b_w^c z_w \quad (3.33)$$

Onde:

b_b^c Exergia química específica do bagaço de cana (kJ/kg);

λ Calor latente de vaporização (kJ/kg);

z_w, z_{enx}, z_a : Fração mássica da água, do enxofre e das cinzas contidos no combustível.

b_a^c, b_w^c : Exergia química específica do ar e da água, respectivamente (kJ/kg).

Na Eq. 3.33, no lado direito, o primeiro termo é maior que os outros; o coeficiente no segundo termo é calculado a partir de valores padrões, correspondentes ao enxofre, em kJ/kg, Eq. (3.34).

$$b_{\text{enx}} - \text{PCI}_{\text{enx}} = \frac{607300 - 296830}{32,064} = 9683 \quad (3.34)$$

O terceiro termo representa a exergia química das cinzas, a qual pode geralmente ser desprezada, devido ao seu baixo valor. O quarto termo representa a exergia química da água líquida.

As correlações para determinar a exergia química da madeira, Eq. 3.32 e 3.33, apresentam algumas diferenças:

Na Eq. 3.33, o primeiro termo apresenta o parâmetro $\beta_{1988} \neq \beta_{1964}$, o coeficiente do segundo termo é $9683 \neq 9710$; o quarto termo considerou a exergia da água líquida. A exergia das cinzas foi considerada, a diferença da Eq. 3.32; porém esta parcela pode ser geralmente desprezada, segundo Szargut et al. (1988).

3.6.2.2 Proposta de Wittwer

O estado de referência considerado por Wittwer foi o ar atmosférico saturado de vapor de água na pressão: $P_o=100$ kPa e na temperatura $T_o=298,15$ K, ou seja, em equilíbrio com a água no estado líquido.

Assim, a exergia do vapor da água na pressão parcial no ar saturado, a P_o e T_o , é zero. Isto também é válido para a exergia da água líquida a P_o e T_o . Assim não é preciso saber o estado da água produzida na reação de combustão.

Na tabela 3.20 é apresentada a composição do ar de reação, o qual é saturado de vapor de água, a $P_o=100$ kPa e $T_o=298,15$ K.

Ao comparar esta composição padrão com o adotado por Szargut et al. (1988) pode-se observar que elas são levemente diferentes.

Tabela 3.20 Composição do ar de reação saturado de vapor de água

Elementos	Composição Volume	Composição Mássica
	[l/l]	[kg/kg]
N ₂	0.7557	0.7394
O ₂	0.2033	0.2273
Ar	0.009	0.0125
H ₂ O	0.0317	0.0203
CO ₂	0.0003	0.0005

Fonte: Wittwer (1993)

Uma diferença importante entre ambas as metodologias é que Baloh e Wittwer (1995) usaram os valores de exergia para água e vapor adotando como valor de referência, nulo, o valor da exergia da solução água-sacarose no ponto de máxima solubilidade, mínima energia livre, e na temperatura ambiente de 20°C. Uma vez que, em usinas de cana de açúcar a água é o solvente para sacarose com o qual forma um sistema binário (ternário em alguns casos); estes autores, devido ao referencial adotado, calcularam que a exergia da água pura tem, na temperatura ambiente, um valor de 27,52 kJ/kg.

Cálculo da exergia do bagaço de cana (b_b)

Wittwer propôs calcular a exergia do bagaço de cana através da Eq. (3.35).

$$b_b^c = h_b + m_{ar}h_{ar} - \sum m_P h_P - T_o [s_b + m_{ar}s_{ar} - \sum m_P s_P] \quad (3.35)$$

Onde:

b_b^c : Exergia química específica do combustível em (kJ/kg)

h_b, h_{ar}, h_P : Entalpias específicas do combustível, do ar de reação e do produto, respectivamente em (kJ/kg).

s_b, s_{ar}, s_p : Entropias específicas do combustível, do ar de reação e do produto, respectivamente em kJ/kg K.

m_{ar}, m_p : massas do ar de reação e do produto, respectivamente em Kg (referente a 1 kg de combustível).

Considerando apenas os elementos que participam na combustão:

$$b_b^c = h_b + m_{O_2, \min} h_{O_2} - \frac{1}{T_o} m_p h_p - T_o \left[s_b + m_{O_2, \min} s_{O_2} - \frac{1}{T_o} m_p s_p \right] \quad (3.36)$$

Onde:

$m_{O_2, \min}$: Massa de oxigênio suficiente para oxidar completamente 1 kg de combustível (quantidade mínima de oxigênio) em kg.

m_p : Massa do produto de reação em Kg, referente a 1 kg de combustível.

h_{O_2}, h_p : Entalpia específica do oxigênio e do produto da reação, respectivamente em kJ/kg.

s_{O_2}, s_p : Entropia absoluta específica do oxigênio e do produto da reação, respectivamente em kJ/kg-K.

Os produtos da reação considerados por este autor foram o dióxido de carbono (CO_2) e a água (H_2O).

A variação da Energia livre de Gibbs (Δg) na reação de combustão é calculada pela Eq. (3.37)

$$-\Delta g(T_o, P_o) = g_b(T_o, P_o) + m_{O_2, \min} g_{O_2}(T_o, P_o) - \frac{1}{T_o} m_p g_p(T_o, P_o) \quad (3.37)$$

Onde:

$$g(T_o, P_o) = h(T_o, P_o) - T_o s(T_o, P_o) \quad (3.38)$$

$$PCS_b = h_b(P_o, T_o) + m_{O_2, \min} h(P_o, T_o) - \sum m_p h(P_o, T_o) \quad (3.39)$$

Substituindo a Eq. (3.38) e a Eq. (3.39) na Eq. (3.37), tem-se:

$$-\Delta g(T_o, P_o) = PCS_b(T_o, P_o) - T_o [s_b(T_o, P_o) + m_{O_2, \min} s_{O_2}(T_o, P_o) - \sum m_p s_p(T_o, P_o)] \quad (3.40)$$

A entropia de um gás ideal, a temperatura constante, varia com a pressão através da Eq. (3.41), de acordo a Moran e Shapiro (1995).

$$s_p(T, P) - s_p(T, P_o) = R_p \ln(P / P_o) \quad (3.41)$$

Onde:

R_p : constante do gás P em kJ/kg K;

R: constante universal dos gases.

M_p : massa molar relativa da substância p.

Para calcular a variação da energia livre de Gibbs (Δg) o valor da entropia do bagaço de cana de açúcar é necessário. Entretanto, as entropias absolutas são apenas bem conhecidas para substâncias químicas puras e para suas misturas. No caso do bagaço de cana de açúcar (e outros combustíveis técnicos como: madeira, carvão e óleo) os seus componentes são bem conhecidos; porém, sua estrutura molecular não, assim não é possível calcular em forma direta a entropia e conseqüentemente a exergia do bagaço de cana.

Para resolver este problema, Wittwer (1993) usou a avaliação da entropia absoluta para combustíveis quimicamente não uniformes proposta por Baher (1981). Segundo esta metodologia, para calcular a entropia específica de combustíveis como o bagaço, o qual contém água e cinzas, e é formado por uma mistura de substâncias inflamáveis, é usada a Eq. (3.42).

$$s_b = (1 - Z_w - Z_a)s'_b + Z_w s_w + Z_a s_a \quad (3.42)$$

Onde:

Z_w, Z_a : Fração mássica da água e cinzas, respectivamente (-);

s'_b : Entropia específica padrão do combustível (kJ/kg-K), valor obtido desde Baher (1981);

s_w, s_a : Entropia específica da água e das cinzas (kJ/kg-K).

Substituindo valores na Eq. (3.42), a entropia específica do bagaço resultou aproximadamente ($s_b = 1$ kJ/kg-K), isto é o valor assumido para combustíveis técnicos por Wittwer (1993). Com este valor, a variação de energia livre na Eq. 3.40, pode ser calculada.

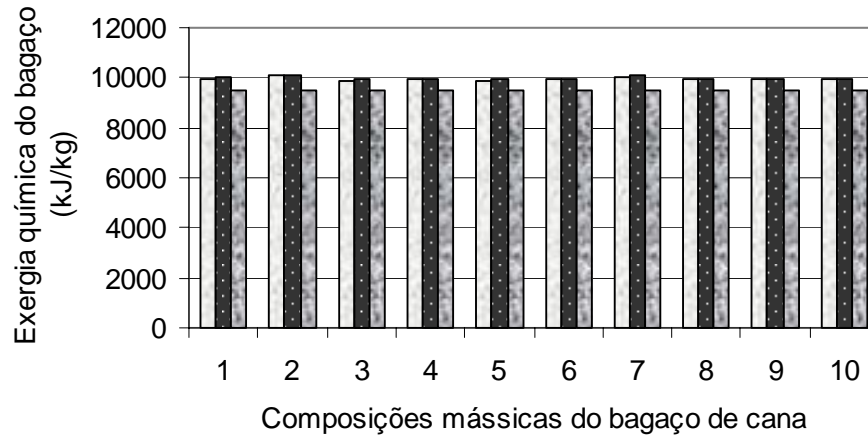
Assim, a exergia do bagaço de cana é obtida pela Eq. (3.43).

$$b_b^c = -\Delta g(T_o, P_o) + T_o \left[\ddagger R_p m_p \ln \left(\frac{P_o}{P_p} \right) - R_{O_2} m_{O_2, \min} \ln \left(\frac{P_o}{P_{O_2}} \right) \right] \quad (3.43)$$

Onde:

P_{O_2}, P_p : Pressão parcial do oxigênio e do produto no estado de equilíbrio.

A Figura 3.17 mostra às exergias obtidas através dos dois métodos descritos anteriormente para diferentes composições mássicas do bagaço de cana. As composições mássicas, eixo X, foram citadas desde Baloh e Wittwer, 1995 (nove primeiras) e a última desde Hugot (1964).



□ Szargut e Styrylska (1964) ■ Szargut et al. (1988) ▒ Wittwer (1991)

Figura 3.17 Exergia do bagaço de cana para diferentes composições mássicas

Os resultados obtidos por ambas as metodologias são muito próximos, ao redor de 5% de diferença. Esta defasagem é explicável em base a que os sistemas de referência adotados apresentam pequenas discrepâncias

Porém, quando é necessário avaliar sistemas com maior número de substâncias diferentes, como o sistema de produção de açúcar e álcool, incluindo caldo de cana, bagaço, soluções de água e etanol, etc., observa-se que a metodologia proposta por Wittwer (1993) apresenta certas limitações, devido ao sistema de referência adotado. Por outro lado, a metodologia de Szargut et al. (1988) não foi definida especificamente para bagaço; porém ela apresenta um sistema de referência robusto e consistente, o qual permite a análise de sistemas completos sem apresentar incongruências no sistema de referência adotado.

Finalmente a exergia total do bagaço de cana b_b , a qual inclui as parcelas física e química, pode ser determinada através da Eq. (3.44).

$$b_b = b_b^f + b_b^c \quad (3.44)$$

3.7 Temperatura de Ignição Espontânea do bagaço de cana

A temperatura de ignição espontânea do bagaço de cana é um parâmetro de segurança muito importante no projeto de diversos equipamentos, tais como: secadores de bagaço, gaseificadores, armazenadores, combustores, etc. Seu conhecimento é também importante na simulação dos processos de combustão na caldeira de bagaço.

Outro parâmetro importante, embora muitas vezes não considerado no projeto de equipamentos, é a temperatura de início do pico ou “*step*” (IPT). Nesta temperatura é que acontece o início da perda de massa do combustível.

Sosa-Arnan et al. (2006d) determinaram a temperatura de ignição espontânea do bagaço de cana tipo pó, assim como a temperatura na qual se produz o início da perda de massa (IPT). Para isso, estes autores usaram as técnicas de Análise termogravimétrica (TGA) e da análise de calorimetria diferencial de varredura (DSC). A análise em tempo real dos gases expelidos desde a amostra foi realizada pelo equipamento de espectrometria de massas (MS) acoplado ao analisador termogravimétrico através de capilares de quartzo com um sistema de aquecimento em 200°C. Por outro lado, estudos sobre modelos de cinética aplicados à combustão do bagaço de cana podem ser encontrados em Ramajo-Escalera et al. (2006).

3.7.1 Materiais e Métodos

A amostra analisada foi preparada em forma semelhante à usada na determinação do coeficiente de arraste e da velocidade terminal.

Foram selecionadas as partículas de bagaço tipo pó para esta experiência, uma vez que as quantidades requeridas pelos equipamentos experimentais são muito pequenas, ao redor de 1 – 2 mg.

A composição química do bagaço tipo pó, obtida em triplicata, no analisador elementar C-H-N Perkin-Elmer modelo 2400B, foi: C: 45,4%, H: 5,3% e N: 1,5%.

3.7.2 Descrição do Procedimento experimental

Os testes de calorimetria diferencial de varredura (DSC) foram realizados usando um crisol de alumínio (40 μL de capacidade) em um equipamento Mettler-Toledo, modelo DSC822e, e um sensor HSS7.

Enquanto, os testes correspondentes à Análise termogravimétrica (TGA) foram realizados usando um crisol de óxido de alumínio (70 μL de capacidade) em um equipamento Mettler Toledo, modelo TGA/SDTA851e.

Em ambos os equipamentos, DSC e TGA, os resultados foram obtidos em uma atmosfera dinâmica (N_2 , O_2 e ar) com fluxo de gás constante em 50 ml/min.

O equipamento de espectrometria de massas usado para medir a evolução do gás produzido, em testes de TGA sob oxigênio e ar, foi *um Pfeiffer Vacuum ThermoStarTM*, modelo GSD301T. Massas moleculares 18 (H_2O) e 44 (CO_2) foram controladas usando um detector C-SEM, operando em 1400V com um tempo constante de 0,5 s.

Os equipamentos mencionados acima pertencem à Faculdade de Química Orgânica e Inorgânica da Universidade de Oviedo – Espanha. Assim, este trabalho é o resultado de uma pesquisa conjunta entre a FEM/Unicamp e a Universidade de Oviedo.

3.7.3 Resultados

Curvas de TG e DTG para o pó do bagaço de cana em atmosfera de N_2 e O_2 , são apresentadas nas Fig. 3.18 e 3.19 respectivamente. Na primeira etapa, $T < 100^\circ\text{C}$, acontece o processo de secagem da amostra. Seguidamente, à temperatura de 210°C e 200°C , para N_2 e O_2 respectivamente, produz-se a perda de massa. Quando é usado N_2 , (Fig. 3.18), a velocidade máxima de perda de massa acontece em $T = 350^\circ\text{C}$, e uma nova perda de massa é detectada entre

600 e 700 °C, finalmente em $T=900^{\circ}\text{C}$ se obtém um resíduo de aproximadamente 13% da massa inicial da amostra.

Estes resultados apresentam boa concordância com os obtidos por García-Perez et al. (2001). Estes autores fizeram análises de TGA com bagaço de cana e observaram, a partir das curvas de TG em $10^{\circ}\text{C}/\text{min}$ e sob N_2 , que a degradação térmica do bagaço começa em 200°C .

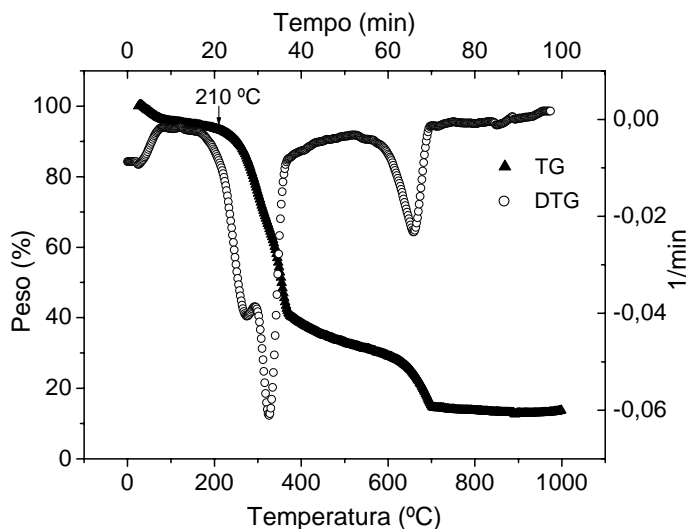


Figura 3.18 Análise termogravimétrica (TG e DTG) para pó de bagaço de cana sob N_2 , com taxa de aquecimento de $10^{\circ}\text{C}/\text{min}$.

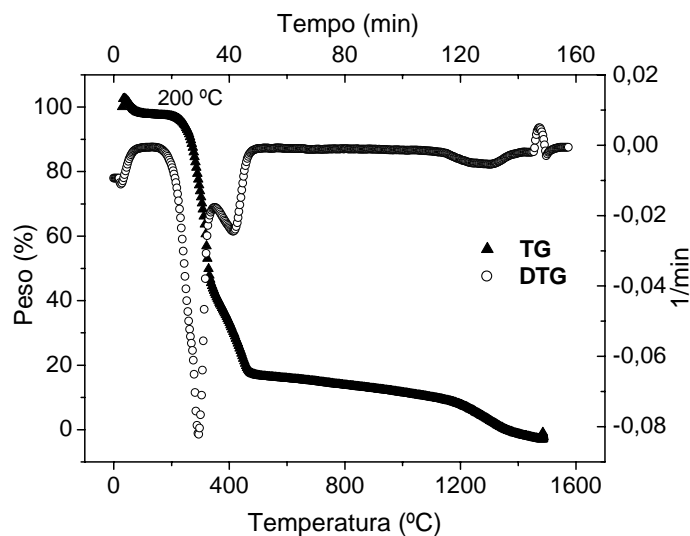


Figura 3.19 Análise termogravimétrica (TG e DTG) para pó de bagaço de cana sob O_2 , com taxa de aquecimento de $10^{\circ}\text{C}/\text{min}$.

Uma vez que as análises de materiais lignocelulósicos, usando a técnica de TGA, apresentam três picos. Estes picos podem ser relacionados à hemicelulose, celulose e lignina indicando que embora exista interação entre as frações, suas identidades básicas são preservadas (Raveendran et al., 1996, Caballero et al., 1997). Assim, as Fig. 3.18 e 3.19 descrevem adequadamente a composição do bagaço de cana apresentando, também os três picos correspondentes a este tipo de material.

Simultaneamente ao experimento apresentado na Fig. 3.19 foram analisados, através da espectrometria de massas, os gases expelidos pela amostra (H_2O e CO_2), os mesmos são mostrados nas Figuras. 3.20 e 3.21. Na Fig. 3.20, em $T < 100^\circ C$, pode-se observar a perda de água, produto da secagem da amostra.

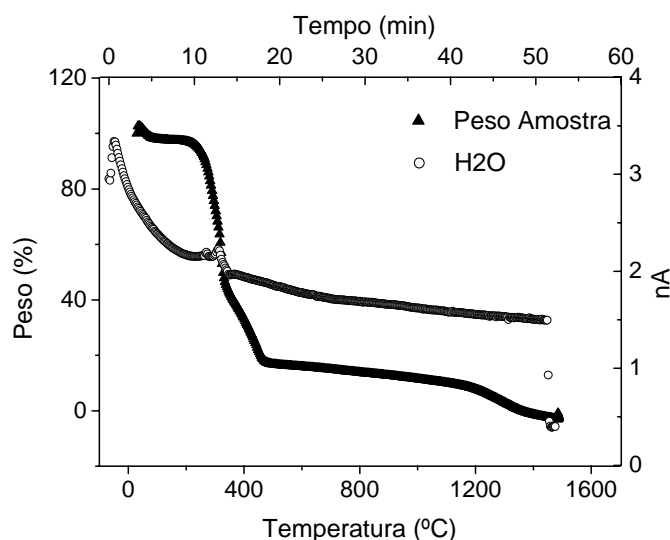


Figura 3.20 Análise de espectrometria da H_2O para pó de bagaço de cana sob O_2 , com taxa de aquecimento de $10^\circ C/min$.

Na Fig. 3.21, observou-se a presença de CO_2 a temperaturas maiores do que $200^\circ C$, o qual confirmou a combustão da amostra. Pode ser observado também que a combustão apresenta duas velocidades máximas (antes e depois de $400^\circ C$). Os resultados obtidos apresentam boa concordância com os apresentados na Fig. 3.23.

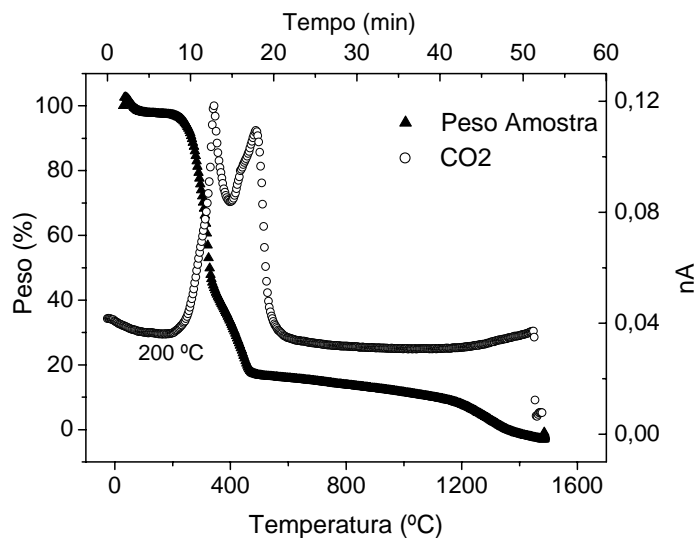


Figura 3.21 Análise de espectrometria de CO₂ para pó de bagaço de cana sob O₂, com taxa de aquecimento de 10°C/min.

As Figuras 3.22, 3.23 e 3.24 apresentam os termogramas DSC sob, N₂, ar e O₂ respectivamente. Pode-se observar que quando é usado N₂, Fig. 3.22, a forma da curva em atmosfera inerte (N₂) é idêntica à atmosfera reativa (O₂) às temperaturas inferiores a 100°C, porém, o comportamento muda a temperaturas maiores. Após a primeira banda endotérmica a T<100°C, devida à desorção da água, observam-se bandas endotérmicas entre 200°C e 400°C devidas, provavelmente, à desorção da hemicelulose e celulose. Ao redor, de 570°C aparece uma nova banda endotérmica muito estreita.

Na Fig. 3.23, pode observar-se que a temperatura do início do pico ou *step* (IPT) e a temperatura de ignição espontânea (SIT) tem respectivamente os valores de 210 °C e 330°C. Quando atmosfera de oxigênio puro é usada a IPT e a SIT foram 200°C e 316°C, respectivamente. Estes resultados coincidem com os apresentados nas Figuras. 3.20 e 3.21, onde aparece a perda de massa da amostra na mesma faixa de temperatura. No caso da Fig. 3.23 e 3.24, observam-se duas bandas exotérmicas com picos de temperatura a 330°C, 460°C e 316°C, 436°C, respectivamente. A temperatura do primeiro pico corresponde à SIT.

Estes resultados apresentaram boa concordância com os obtidos por Gaur e Reed (1995). Estes autores determinaram, através da análise termogravimétrica, o IPT e SIT em 195,5°C e 315,7°C, para bagaço de cana sem tempo de armazenamento.

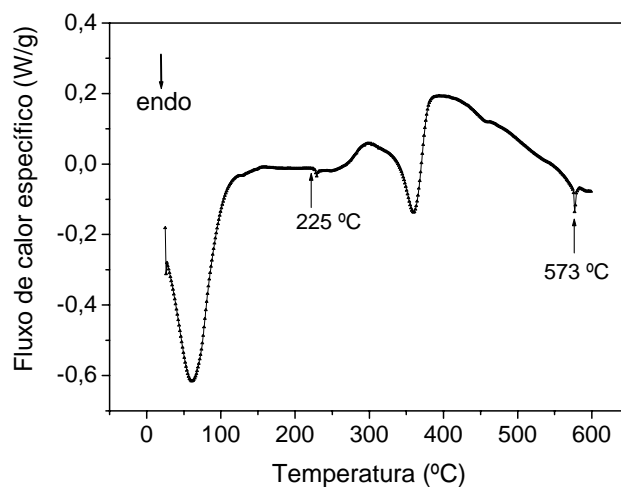


Figura 3.22 Termograma do pó do bagaço de cana sob N₂, com taxa de aquecimento de 10°C/min.

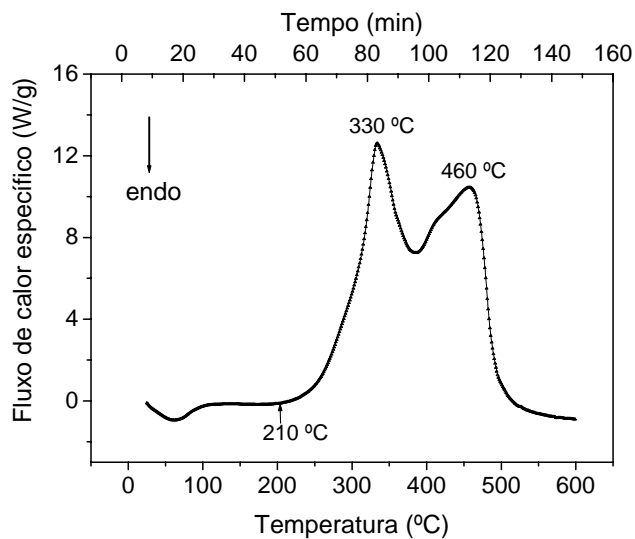


Figura 3.23 Termograma do pó do bagaço de cana sob ar, com taxa de aquecimento de 10°C/min.

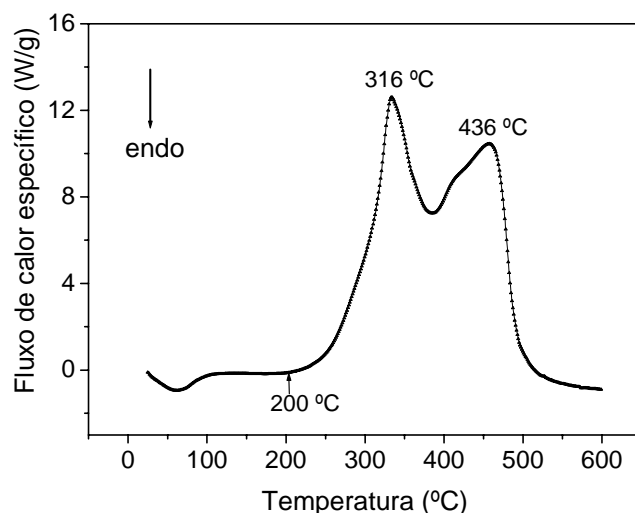


Figura 3.24 Termograma do pó do bagaço de cana sob O_2 , com taxa de aquecimento de $10^\circ\text{C}/\text{min}$.

Uma vez que a madeira apresenta uma composição semelhante ao bagaço, foram comparados os resultados obtidos para este com dados encontrados na literatura para madeira. Assim foram considerados, para comparação, os resultados obtidos por Bingyan (1992), quem estudou a cinética da pirólise rápida, em um reator tubular com alta taxa de aquecimento, de quatro tipos de madeira (vime, pinheiro vermelho, pinheiro e seringueira). Este autor indicou que existe um mecanismo de reações em três estágios. Em temperaturas menores do que 250°C , onde ocorre a primeira reação, são produzidos CO_2 , CO , H_2O e carvão. Às temperaturas médias ($T > 400^\circ\text{C}$), CO_2 , CO , H_2O , carvão, e H_2 , CH_4 e alcatrão são formados. Em temperaturas maiores do que 700°C , e com suficiente tempo de residência, a terceira reação ocorre, que é o craqueamento do alcatrão e produção de hidrocarbonetos leves e gás.

No caso do bagaço de cana tipo pó, o primeiro estágio, acontece aproximadamente na mesma faixa de temperatura do que a madeira (observe-se a perda de massa, produção de CO_2 , e a liberação de energia; Fig. 3.20, 3.21 e 3.22 respectivamente). No segundo estágio, a perda de massa e liberação de calor é observada a temperaturas menores do que 400°C (Figs. 3.19 e 3.23). O último estágio, de liberação de calor, é observado em uma temperatura de 573°C inferior à reportada para madeira (Fig. 3.22).

3.8 Conclusões do capítulo

As conclusões deste capítulo foram organizadas segundo os assuntos abordados:

3.8.1 Caracterização das partículas de bagaço:

Na análise de peneira das partículas provenientes do difusor, a maior porcentagem das partículas retidas foi representada pelas maiores. Estas partículas apresentaram um comprimento (l_p), maior do que as partículas obtidas através da moenda. Também, o diâmetro representativo (D_p) da amostra proveniente do difusor, foi maior do que o correspondente à da moenda, os dados da tabela 3.17 permitem mostrar isto.

3.8.2 Velocidade terminal e coeficiente de Arraste:

Os coeficientes de arraste e as velocidades terminais das partículas obtidas através da moenda, do difusor e as totais (moenda + difusor), foram obtidos e comparados com dados reportados na literatura.

O coeficiente de arraste (C_d) determinado apresentou boa concordância com os reportados na literatura, Fig. 3.15. Estas correlações foram usadas seguidamente na determinação da velocidade terminal das partículas.

A velocidade terminal (V_t) apresentou boa concordância com os dados correspondentes obtidos por Barbosa e Menegalli (1986), de acordo à Fig. 3.16.

3.8.3 Exergia do bagaço de cana

Embora os resultados de determinação da exergia do bagaço por ambas as metodologias sejam muito próximos, ao redor de 5% de diferença. A proposta de Szargut et al. (1988) mostra-se mais adequada; uma vez que apresenta um sistema de referência mais “robusto” do que a proposta de Wittwer (1993). Este fato permite a análise de sistemas completos como o de produção de açúcar e álcool, incluindo a planta de cogeração.

3.8.4. Temperatura de auto-ignição do bagaço de cana

A temperatura de pico inicial ou *step* (IPT) e a temperatura de ignição espontânea do pó do bagaço de cana (SIT) podem ser satisfatoriamente obtidas através das técnicas térmicas (DSC e TGA) e da análise de espectrometria de massas. Estes valores dependem da quantidade de oxigênio na atmosfera da amostra;

Valores de 210°C e 330°C e 200°C e 316°C foram obtidos para IPT e SIT, quando atmosferas de ar e oxigênio foram usadas, respectivamente;

O bagaço de cana é muito complexo e diverso em forma e tamanho. As partículas de bagaço de cana tipo pó são mais susceptíveis de queimar e de participar em outras reações químicas, tais como a pirólise. Assim, pode considerar-se que os resultados obtidos nesta análise são válidos para a amostra de bagaço completa.

Embora o (IPT) é frequentemente não considerado nos projetos de equipamentos, este parâmetro é muito importante no caso de equipamentos de secagem, devido a que neste valor de temperatura começa a perda de massa do combustível.

Capítulo 4

Balanços de Massa, Energia, Exergia e Transferência de Calor

Neste capítulo é descrita a metodologia de cálculo usada na determinação do desempenho termodinâmico da caldeira e do custo do sistema recuperador de energia dos gases de exaustão da caldeira, SREG.

Esta metodologia foi aplicada a quatro casos de sistemas de geração de vapor, os quais apresentaram diferenças no seu sistema de recuperação de energia dos gases. Estes sistemas são compostos por: (i) gerador de vapor, economizador de alta temperatura, pré-aquecedor de ar e economizador de baixa temperatura; (ii) gerador de vapor, pré-aquecedor de ar e economizador; (iii) gerador de vapor, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço; e (iv) gerador de vapor, economizador, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço.

A análise termodinâmica, aplicada aos diversos casos dos sistemas de geração de vapor, compreendeu os seguintes processos: (i) combustão adiabática do bagaço seco; (ii) evaporação e mistura da umidade do bagaço; transferência de calor: (iii) no gerador de vapor; (iv) no economizador; (v) no pré-aquecedor de ar; (vi) secagem do bagaço e (vii) mistura dos gases de exaustão no meio ambiente. O balanço de massa, energia e exergia foram aplicados em todos estes processos.

O custo dos equipamentos que compõem o SREG: economizador, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço foi determinado através da modelagem e projeto conceitual dos mesmos. No caso do economizador e do pré-aquecedor de ar o custo foi determinado em base à área de

transferência de calor. Enquanto, o custo do secador de bagaço foi determinado em base ao peso do mesmo.

No projeto deste último equipamento tem sido fundamental a caracterização e a determinação das propriedades das partículas de bagaço: dimensões, velocidade terminal, temperatura de início de pico ou *step* (IPT), e a temperatura de auto-ignição do bagaço (SIT), desenvolvidas no capítulo III.

4.1. Descrição do Sistema de geração de vapor

O sistema de geração de vapor, estudado neste trabalho, consiste em uma caldeira de bagaço de 2 tubulões, que produz vapor superaquecido a 6,5 MPa, 500°C, com uma vazão de 200 t/h. Esta caldeira foi escolhida em razão de dispor de dados detalhados da mesma, fornecidos pelo fabricante.

Visando comparar o desempenho termodinâmico da caldeira de bagaço assim como o custo do seu sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão (SREG), para diferentes arranjos, foram estudados quatro casos de sistemas de geração de vapor, como antes mencionado.

4.1.1 Caso I:

Esta caldeira é composta pelo gerador de vapor e pelo sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão SREG. Este gerador de vapor consiste na fornalha, nas paredes de tubos de água, no feixe convectivo e no super-aquecedor, enquanto o SREG é composto pelo economizador de alta temperatura, pelo pré-aquecedor de ar e pelo economizador de baixa temperatura. Este sistema é amplamente usado no setor *sucroalcooleiro* por caldeiras de altos parâmetros de pressão, temperatura e vazão de vapor, Fig. 4.1.

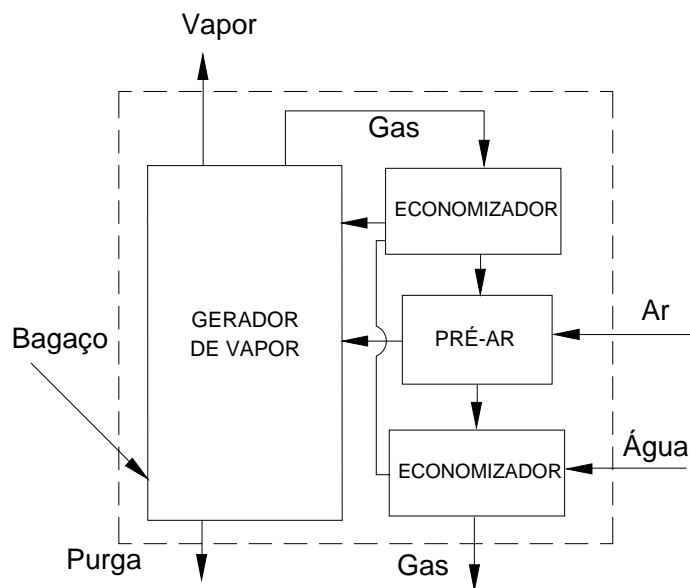


Figura 4.1 Caldeira composta pelo Gerador de vapor, Economizador de alta temperatura, Pré-aquecedor de ar e Economizador de baixa temperatura – Caso I.

4.1.2 Caso II:

Esta caldeira, formada pelo gerador de vapor e pelo SREG apresenta um pré-aquecedor de ar e um economizador, como elementos recuperadores de energia. No setor *sucroalcooleiro* brasileiro este tipo de arranjo é comumente usado. Na Fig. 4.2 pode ser observado que o economizador esta localizado, como último elemento recuperador de energia, mesmo que a temperatura de entrada da água, ao redor de 120°C é bem maior do que a temperatura do ar na entrada ao pré-aquecedor de ar, ao redor de 30°C. Isto acontece devido a que quando o pré-aquecedor de ar é usado como último equipamento podem acontecer pontos de condensação dos gases de exaustão o que produz problemas de corrosão. Assim uma prática comum é colocar o pré-aquecedor de ar antes do economizador.

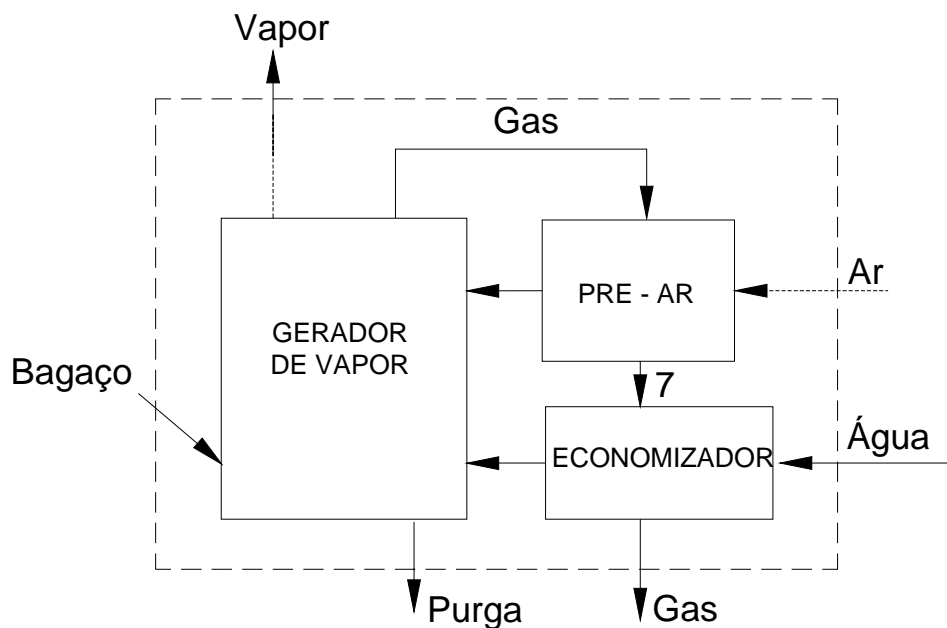


Figura 4.2 Caldeira composta pelo Gerador de vapor, Pré-aquecedor de ar e Economizador – Caso II.

4.1.3 Caso III:

Esta caldeira, formada pelo gerador de vapor e pelo SREG, caracteriza-se pelo uso do pré-aquecedor de ar e do secador de bagaço de cana, em um arranjo seqüencial. Normalmente o secador de bagaço tem sido usado em arranjo paralelo com o pré-aquecedor de ar, em caldeiras de baixos níveis de pressão e temperatura (2MPa e 300°C), as usinas Cruz Alta (Olímpia, SP, Brasil), Ñuñorco e Leales (Tucumán, Argentina) são exemplos. O estudo da temperatura de auto-ignição (SIT) e de início do pico ou *step* (IPT) desenvolvido no capítulo III indicou que a temperatura dos gases na entrada do secador não deveria ser muito alta, a fim de evitar que as partículas de bagaço de cana possam atingir a temperatura de 215°C, a partir da qual a perda de voláteis inicia-se, de acordo a Sosa-Arnan et al. (2006d). Portanto, o secador de bagaço de cana foi alocado como último elemento recuperador de energia, mesmo por que através do seu uso, temperaturas dos gases de exaustão muito baixas podem ser atingidas, ao redor de 75°C (Sanchez-Prieto, 2003; Sosa-Arnan et al., 2006c). Este sistema de geração de vapor pode ser

usado em caldeiras de baixos e altos parâmetros de pressão e temperatura de vapor. A Fig. 4.3 apresenta o sistema de geração de vapor, caso III.

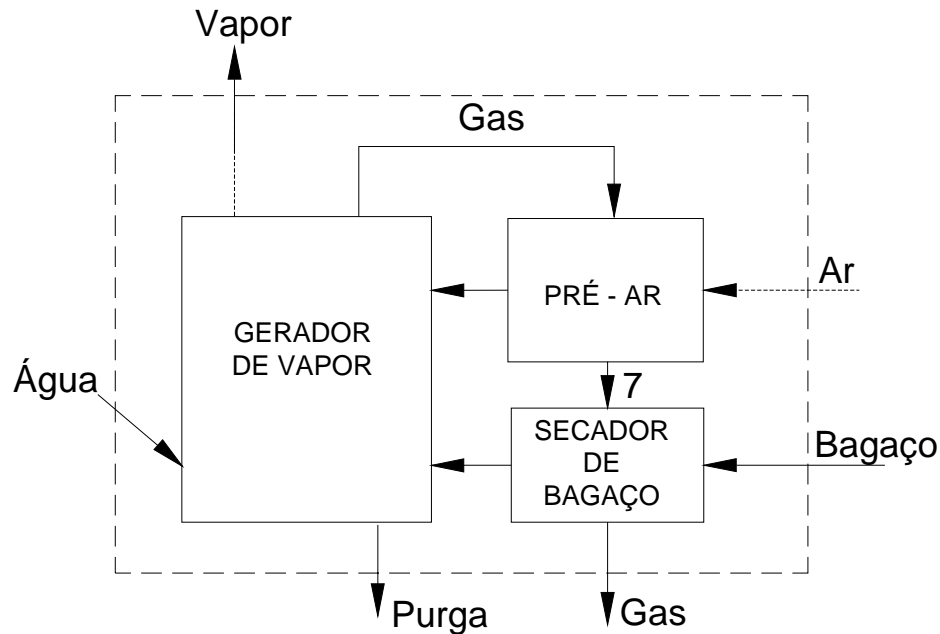


Figura 4.3 Caldeira composta pelo Gerador de vapor, Pré-aquecedor de ar e Secador de bagaço – Caso III.

4.1.4 Caso IV:

O sistema IV, formado pelo gerador de vapor e pelo SREG, apresenta a diferença do caso III, um economizador no seu SREG. Isto faz que este sistema seja aplicável apenas a caldeiras de altos parâmetros de pressão, temperatura e vazão de vapor. Este sistema de geração de vapor ao igual que o caso III não está sendo usado atualmente no setor *sucroalcooleiro* brasileiro.

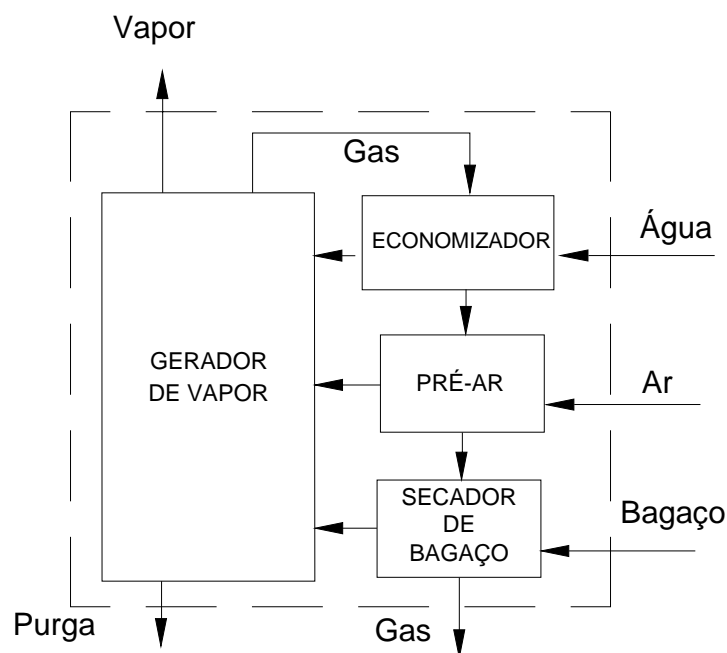


Figura 4.4 Caldeira composta pelo Gerador de vapor, Economizador, Pré-aquecedor de ar e Secador de bagaço – Caso IV.

4.2 Análise termodinâmica da caldeira de bagaço

O sistema de geração de vapor considerado para a descrição dos cálculos foi o caso IV, já que ele possui todos os equipamentos recuperadores de calor do SREG. A Fig. 4.5 mostra os volumes de controle considerados na análise termodinâmica.

Visando uma melhor descrição da análise termodinâmica, desenvolvida neste capítulo, a caldeira, caso IV, foi dividida em dois grandes volumes de controle: (i) o gerador de vapor e (ii) o sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão (SREG).

O estado de referência assim como o cálculo das exergia física e química dos gases de combustão, usado ao longo deste capítulo, é descrito a continuação.

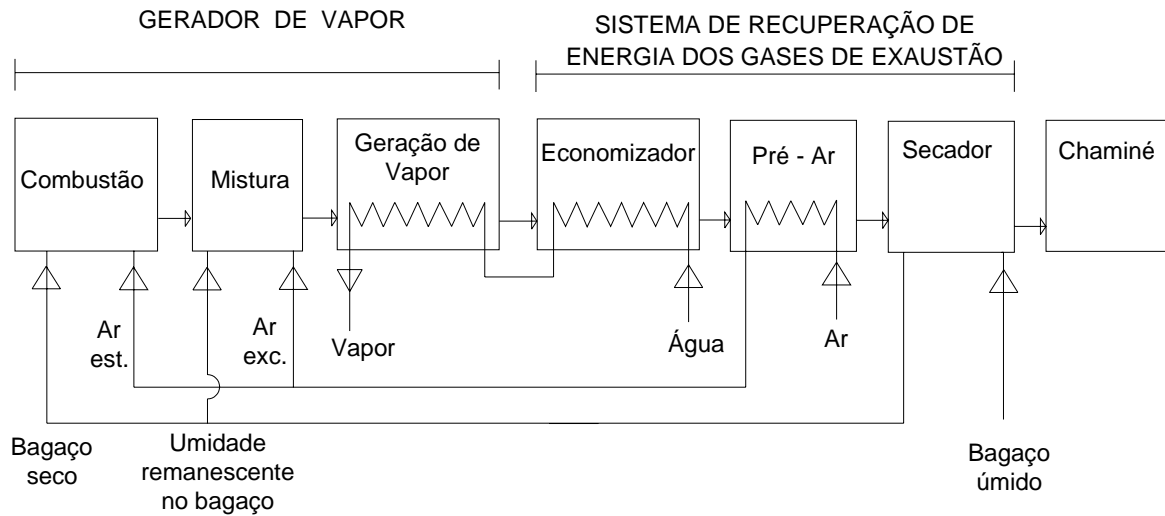


Figura 4.5 Volumes de controle do Sistema de geração de vapor – Caso IV.

Estado de referência e cálculo da exergia

O estado de referência usado nos cálculo deste trabalho foi o estabelecido por Szargut et al. (1988), ou seja, $P=101,325\text{kPa}$ e $T=298,15\text{K}$.

Na determinação da exergia dos gases de combustão foram consideradas as parcelas física e química, de acordo à Eq. (4.1).

$$b_g = b_g^f + b_g^c \quad (4.1)$$

Onde:

b_g^f : Exergia física específica dos gases de combustão (kJ/kg);

b_g^c : Exergia química específica dos gases de combustão (kJ/kg);

O cálculo da exergia física dos gases de combustão (b_g^f) foi realizado através da Eq. (4.2).

$$b_g^f = h_g(T_g, P_g) - h_g(T_o, P_o) - T_o(s_g(T_g, P_g) - s_o(T_o, P_o)) \quad (4.2)$$

Onde:

$h_g(T_g, P_g), h_g(T_o, P_o)$ Entalpia específica dos gases, na temperatura dos gases e no estado de referência, respectivamente (kJ/kg);

$s_g(T_g, P_g), s_g(T_o, P_o)$ Entropia específica dos gases, na temperatura dos gases e no estado de referência, respectivamente (kJ/kg K);

A entalpia (h_g) e entropia (s_g) específica dos gases, em kJ/kg e kJ/kg K, são determinadas através da Eq. (4.3) e (4.4), respectivamente.

$$h_g = \frac{\sum_{i=1}^n f_i h_i}{MM_g} \quad (4.3)$$

$$s_g = \frac{\sum_{i=1}^n f_i s_i}{MM_g} \quad (4.4)$$

Onde:

f_i : Fração molar, de cada componente dos gases;

h_i s_i : Entalpia e entropia específica molar (kJ/kmol, kJ/kmol K), respectivamente;

MM_g : Massa molar dos gases (kg/kmol)

No cálculo da exergia química dos gases de combustão (b_g^c) foi considerada a composição dos gases, através das frações molares dos componentes, com os seus respectivos valores de exergia química, os quais apresentam os seguintes valores, de acordo a Szargut et al. (1988), Tab. I, pág 298-303:

Exergia química específica de:

$CO_2 (b_{CO_2}^c)$: 19870 kJ/kmol;

$H_2O (b_{H_2O}^c)$: 9500 kJ/kmol (estado gasoso);

$O_2 (b_{O_2}^c)$: 3970 kJ/kmol;

$N_2 (b_{N_2}^c)$: 720 kJ/kmol;

Assim, a exergia química específica dos gases foi determinada através da Eq. 4.5.

$$b_g^c = \frac{\sum_{i=1}^n f_i b_i^c}{MM_g} \quad (4.5)$$

Onde:

b_i^c : Exergia química específica molar dos componentes dos gases de combustão (kJ/kmol).

b_g^c : Exergia química específica dos gases de combustão (kJ/kg).

As propriedades termodinâmicas dos fluidos que participam na simulação da caldeira foram extraídas do *software* EES®, com o qual foi desenvolvido um programa que permite a simulação

dos componentes da caldeira, estudados neste trabalho. No cálculo da entalpia e entropia dos gases foram utilizadas as tabelas de Janaf que o software proporciona, em razão disso que foi utilizado o valor da exergia química da água correspondente ao estado gasoso, como acima indicado.

A exergia específica da água foi determinada através da Eq. 4.6, a qual inclui as parcelas física e química.

$$b_w = b_w^f + b_w^c \quad (4.6)$$

Onde:

b_w^f : Exergia física específica da água (kJ/kg);

b_w^c : Exergia química específica da água (kJ/kg);

A exergia física específica da água (b_w^f) foi determinada da mesma forma que a Eq. 4.2. No caso da exergia química específica da água usou-se o valor, reportado na Tab. I, pág. 300, no livro do mesmo autor citado anteriormente.

$H_2O (b_{H_2O}^c)$: 50 kJ/kg (estado líquido);

4.2.1 Gerador de vapor

Fisicamente o gerador de vapor é composto pelas paredes de tubos de água da fornalha, pelo feixe convectivo e pelos super-aquecedores de vapor.

Em condições reais, neste equipamento, os processos de combustão do bagaço úmido e a transferência de calor entre os gases de combustão e o vapor, acontecem simultaneamente. Porém, visando avaliar a destruição de exergia neste equipamento foi considerado que estes processos acontecem nas seguintes etapas: (i) Combustão adiabática do bagaço seco com ar estequiométrico; (ii) Mistura dos gases de combustão com a umidade do bagaço e o excesso de ar e; (iii) Transferência de calor entre os gases combustão e o vapor, seguindo as recomendações de Szargut et al. (1988) e Kotas (1995). Esta aproximação teórica dos processos permitira mensurar os efeitos dos mesmos no desempenho do gerador de vapor. O qual apresenta como diferencial a queima de um combustível altamente úmido.

4.2.1.1 Combustão adiabática do bagaço seco com ar estequiométrico

Este processo consiste na combustão adiabática do bagaço seco com ar em condições estequiométricas. Este ar ingressa pré-aquecido na combustão, já que foi transferida energia a este no pré-aquecedor de ar. O volume de controle do processo de combustão adiabática é apresentado na Fig. 4.6.

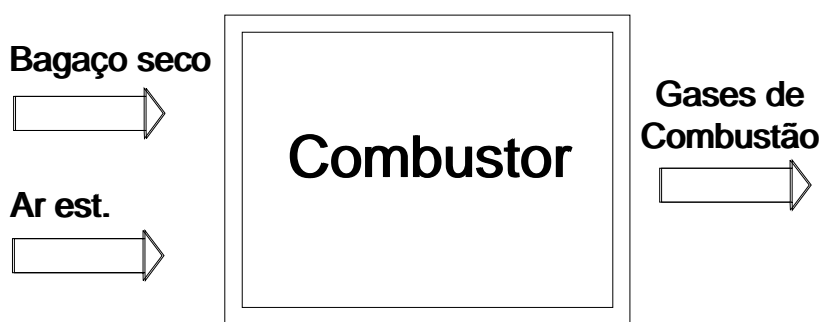
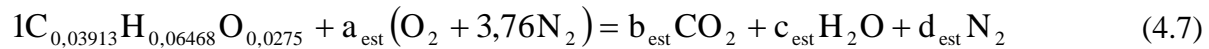


Figura 4.6 Volume de controle no processo de combustão adiabática do bagaço seco.

O primeiro passo foi estabelecer a composição elementar, em base mássica, do bagaço seco: carbono: 47%; hidrogênio: 6,5%; oxigênio: 44% e cinzas: 2,5% de acordo a Baloh e Wittwer (1995). Seguidamente foi calculada a equação estequiométrica, a qual é apresentada na Eq. 4.7.



Onde:

a_{est} : número de moles do ar estequiométrico (kmol/s);

b_{est} : número de moles do CO_2 (kmol/s);

c_{est} : número de moles do H_2O (kmol/s);

d_{est} : número de moles do N_2 (kmol/s).

Balanco de energia no processo de combustão

A partir da Eq. (4.7) foram determinadas as frações molares e a entalpia dos gases na saída do combustor, com estes valores estabeleceu-se o balanço de energia no processo de combustão adiabático, de acordo à Fig. 4.6, segundo a Eq. 4.8. O balanço de energia permitirá determinar a temperatura de chama adiabática dos gases ($T_{g,ocom}$).

$$n_p h_{g,ocom} = n_b PCI_{bd} + n_{ar} h_{ar,icom} \quad (4.8)$$

Onde:

n_p, n_b, n_{ar} : número de moles dos produtos, do combustível e do ar, respectivamente (kmol/s);

$h_{g,ocom}$: Diferença de entalpia dos gases de combustão na saída do combustor (kJ/kmol) e os mesmos gases a 25 C. ;

$h_{ar,icom}$: Diferença de entalpia do ar na entrada do combustor (kJ/kmol), e o mesmo ar a 25 C.;

PCI_{bd} : Poder calorífico inferior do bagaço seco (kJ/kmol).

Balanço de exergia.

A Eq. (4.9) apresenta o balanço de exergia no processo de combustão adiabática do bagaço seco com ar estequiométrico. Aqui foi considerada, além da exergia química do bagaço seco, a sua exergia física, uma vez que este é pré-aquecido no secador. A simulação deste processo, embora teórico, é importante por que permitirá quantificar o efeito da umidade do bagaço no desempenho da caldeira.

$$I_{com} = m_{bd,icom} (b_{bd}^f + b_{bd}^c) + m_{ar,icom} b_{ar} - m_{g,ocom} (b_{g,ocom}^f + b_{g,ocom}^c) \quad (4.9)$$

Onde:

I_{com} : Irreversibilidade do processo de combustão (kW);

$m_{g,ocom}$: Vazão dos gases na saída do combustor (kg/s);

$m_{bd,icom}, m_{ar,icom}$: Vazões do bagaço seco e ar estequiométrico na entrada do combustor, respectivamente (kg/s);

b_{bd}^f, b_{bd}^c : Exergia específica física e química do bagaço seco, respectivamente (kJ/kg);

$b_{g,ocom}^f, b_{g,ocom}^c$: Exergia específica física e química dos gases de combustão, respectivamente (kJ/kg);

A exergia química do bagaço seco foi calculada de acordo à Eq. (3.28), seguindo a recomendação de Sosa-Arnan et al. (2005b) e a exergia física segundo antes explicado.

Seguidamente a parcela de perda de exergia da combustão adiabática do bagaço seco (b_2) é determinada através da Eq. (4.10).

$$b_2 = \frac{I_{com}}{B_b} 100 \quad (4.10)$$

Onde:

B_b : Exergia do bagaço de cana (kW).

4.2.1.2 Mistura e evaporação da umidade do bagaço:

Este processo consiste na evaporação da água carregada pelo bagaço de cana (umidade do bagaço) e sua mistura com o ar em excesso e os gases de combustão decorrente do processo da combustão adiabática do bagaço seco com ar estequiométrico, considerado no processo anterior.

Este processo é considerado adiabático.

Na Fig. 4.7 pode ser observado o volume de controle considerado para este processo.



Figura 4.7 Volume de controle no processo de mistura e evaporação da umidade do bagaço.

Balanço de massa:

A umidade do bagaço de cana acarreta diretamente a quantidade do excesso de ar que entra na caldeira, assim quanto maior for a umidade do bagaço, maior será a quantidade de ar em excesso. Na literatura foi encontrada apenas uma correlação que relaciona estas variáveis, a qual é apresentada na Eq. (4.11). Esta correlação é válida para caldeiras com grelhas basculantes, segundo Beatón e Lora (1991), e será usada na falta de informação mais precisa.

$$\varphi = -2,5 + 75ubc \quad (4.11)$$

Onde:

φ : Coeficiente de excesso de ar;

ubc : Conteúdo de umidade do bagaço (b.u.).

Este coeficiente (φ) relaciona o ar em excesso com o estequiométrico através da Eq. (4.12). Assim, a partir destes valores é possível determinar a relação ar/combustível em excesso e consequentemente a vazão do ar em excesso.

$$1 + \frac{\varphi}{100} = \left[\frac{AF_{mol,exc}}{AF_{molar,est}} \right] \quad (4.12)$$

Onde:

$AF_{molar,exc}$: Relação ar/combustível com ar em excesso;

$AF_{molar,est}$: Relação ar/combustível em condições estequiométricas;

Assim a vazão dos gases úmidos na saída do misturador ($m_{wg,omis}$) será determinada através da Eq. 4.13.

$$m_{wg,omis} = m_{g,ocom} + m_{are,imis} + m_{ubc,imis} \quad (4.13)$$

Onde:

$m_{g,ocom}$: Vazão dos gases, na saída do combustor ou na entrada ao “misturador” (kg/s);

$m_{are,imis}$: vazão do ar em excesso, na entrada ao “misturador” (kg/s);

$m_{ubc,imis}$: vazão da água carregada pelo bagaço, na entrada ao “misturador” (kg/s).

Balanco de energia:

Através da Eq. 4.14, a temperatura dos gases na saída do misturador é determinada. Este valor é menor do que a temperatura dos gases que saem do processo de combustão do bagaço seco, com ar estequiométrico.

Este fato indica o custo de energia a pagar pelo efeito da umidade do bagaço de cana e pelo excesso de ar. Esta característica é típica de combustíveis úmidos como o bagaço de cana.

É importante frisar que as temperaturas obtidas através destes cálculos são teóricas e permitem avaliar o desempenho do sistema de geração de vapor. Na prática, dentro da caldeira apresenta-se um campo de temperaturas; as quais podem variar segundo as condições de turbulência, regiões ricas em oxigênio, etc.

$$m_{g,ocom} h_{g,ocom} + m_{are,imis} h_{are,imis} + m_{ubc,imis} h_{ubc,imis} = m_{wg,omis} h_{wg,omis} \quad (4.14)$$

Onde:

$h_{are,imis}, h_{ubc,imis}$: Entalpia do ar de excesso e da água no bagaço, na entrada do “misturador” (kJ/kg);

$h_{wg,omis}$: Entalpia dos gases úmidos, na saída do “misturador” (kJ/kg);

$m_{wg,omis}$: Vazão dos gases úmidos na saída do “misturador” (kg/s).

Balanco de exergia:

A Eq. (4.15) apresenta o balanço de exergia no processo de mistura. A exergia dos gases, tanto física como química, foi calculada de acordo ao roteiro de cálculo apresentado nas Eqs. 4.2 e 4.5.

$$I_{mis} = m_{g,ocom} (b_{g,ocom}^f + b_{g,ocom}^c) + m_{ubc,imis} (b_{ubc,imis}^f + b_{ubc,imis}^c) + m_{are,imis} b_{are,imis} - m_{wg,omis} (b_{wg,omis}^f + b_{wg,omis}^c) \quad (4.15)$$

Onde:

I_{mis} : Irreversibilidade do processo de “mistura” (kW);

$m_{are,imis}$: Vazão de ar em excesso, na entrada do misturador (kg/s);

$b_{ubc,imis}^f, b_{ubc,imis}^c$: Exergia específica física e química da água carregada pelo bagaço, respectivamente (kJ/kg);

$b_{wg,omis}^f, b_{wg,omis}^c$: Exergia específica física e química dos gases de combustão úmidos, na saída do misturador, respectivamente (kJ/kg).

Seguidamente a parcela de perda de exergia do processo de mistura (b_3) é determinada através da Eq. (4.16).

$$b_3 = \frac{I_{mis}}{B_b} 100 \quad (4.16)$$

4.2.1.3 Processo de transferência de calor

Este processo consiste na transferência de calor, que acontece no gerador de vapor, entre os gases de combustão que provêm do processo de mistura, e a água de alimentação que será transformada em vapor vivo. A Fig. 4.8 apresenta o volume de controle do gerador de vapor assim como os fluxos de gases e água considerados, na sua análise.

É importante frisar que as perdas de calor ao meio ambiente assim como as devidas à não combustão por causas mecânicas foram consideradas neste processo.

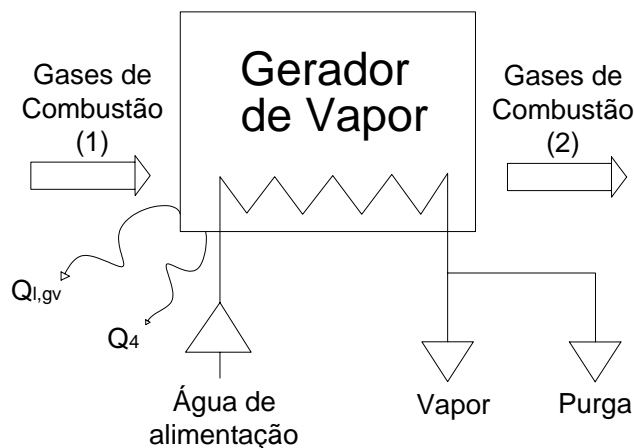


Figura 4.8 Volume de controle no processo de transferência de calor no Gerador de Vapor.

Balanço de massa

Este processo de transferência de calor envolve dois fluidos, os gases de combustão, cuja vazão mássica é constante ao longo do gerador de vapor, e a água de alimentação a qual se divide no vapor vivo super-aquecido e na purga de água na saída da caldeira, de acordo à Eq. 4.17.

$$m_{w,igv} = m_{s,ogv} + m_{pw,ogv} \quad (4.17)$$

Onde:

$m_{w,igv}$: Vazão da água de alimentação que entra ao gerador de vapor (kg/s);

$m_{s,ogv}$: Vazão do vapor vivo na saída do gerador de vapor (kg/s);

$m_{pw,ogv}$: Vazão da purga de água na saída do gerador de vapor (kg/s).

A vazão mássica da purga da água do gerador de vapor é obtida através da Eq. (4.18), referida à perda de calor pela purga de água da caldeira (q_7 : 2%), que será estudada no capítulo V.

$$q_7 = \frac{m_{pw,ogv} (h_{pw,ogv} - h_{w,igv})}{m_b PCI_b} \quad (4.18)$$

Onde:

$h_{pw,ogv}$: Entalpia da purga de água que sai do gerador de vapor, como purga (kJ/kg);

$h_{w,igv}$: Entalpia da água que entra no gerador de vapor (kJ/kg);

PCI_b : Poder calorífico inferior do bagaço (kJ/kg).

Balanço de energia

Como já foi mencionado, neste processo foram carregadas: a perda de energia ao meio ambiente ($Q_{l,gv}$) e a perda de energia devida aos não queimados por causas mecânicas (Q_4). A perda de energia no gerador de vapor ($Q_{l,gv}$) é calculada a partir da determinação da perda de energia na caldeira (q_5), que será descrita no capítulo V. Este valor é determinado através de um ábaco reportado na norma ASME PTC 4.1.

Uma vez que pela forma em que esta perda de calor (Q_5) é determinada, ela compreende as perdas de calor de toda a caldeira ao meio ambiente, então foi descontada do valor obtido a perda de calor no pré-aquecedor de ar e no economizador, obtendo-se assim a perda de energia ao meio ambiente somente no gerador de vapor, de acordo à Eq. (4.19).

$$Q_5 = Q_{l,ah} + Q_{l,eco} + Q_{l,gv} \quad (4.19)$$

Onde:

$Q_{l,ah}$, $Q_{l,eco}$, $Q_{l,gv}$: Perda de energia ao meio ambiente, no pré-aquecedor de ar, no economizador e no gerador de vapor, respectivamente (kW).

Note-se que na Eq. 4.19, não foi considerada a perda de calor que acontece no secador já que este trabalha em faixas de temperaturas muito baixas (215 a 75°C) diferente à faixa de temperatura em que a carta de perdas de energia da norma ASME foi determinada.

No caso da perda de calor pelos não queimados devido a causas mecânicas (Q_4), este valor foi calculado seguindo a metodologia que será descrita no capítulo V.

A temperatura dos gases na saída do gerador de vapor ($T_{g,ogv}$) foi determinada através da Eq. 4.20, a qual foi obtida através do levantamento de dados industriais de acordo a Sosa-Arnan e Nebra (2007). A partir deste valor é determinada a entalpia dos gases na saída do gerador de vapor ($h_{g,ogv}$).

$$T_{g,ogv} = 42,94T_{sat}^{0,3962} \quad (4.20)$$

Onde:

T_{sat} : Temperatura de saturação do vapor na pressão da caldeira (°C);

Finalmente o balanço de energia no gerador de vapor é apresentado na Eq. (4.21); e a vazão de vapor produzido pelo gerador de vapor ($m_{s,ogv}$), determinada.

$$m_{s,ogv}(h_{s,ogv} - h_{w,igv}) + m_{pw}(h_{pw,ogv} - h_{w,igv}) + Q_4 + Q_{l,gv} + m_{g,ogv}h_{g,ogv} = m_{wg,omis}h_{wg,omis} \quad (4.21)$$

Onde:

$h_{s,ogv}; h_{g,ogv}$: Entalpia específica do vapor e dos gases, na saída do gerador de vapor (kJ/kg);

Q_4 : Energia perdida ao meio ambiente devido aos não queimados por causas mecânicas (kW);

Balanço de exergia

A Eq. (4.22) apresenta o balanço de exergia no processo de transferência de calor, no gerador de vapor. Assim, a irreversibilidade neste processo será igual à diferença entre a variação de exergia dos gases, na entrada e na saída do gerador de vapor, e a exergia ganha pelo vapor vivo da caldeira.

$$I_{gv} = m_{wg,ogv}(b_{g,igv} - b_{g,ogv}) - m_{s,ogv}(b_{s,ogv} - b_{w,igv}) \quad (4.22)$$

Onde:

I_{gv} : Irreversibilidade do processo de transferência de calor, no gerador de vapor (kW);

$m_{s,ogv}$: Vazão do vapor, na saída do gerador de vapor (kg/s);

$b_{g,igv}, b_{g,ogv}$: Exergia específica dos gases na entrada e na saída do gerador de vapor, respectivamente (kJ/kg);

$b_{s,ogv}, b_{w,igv}$: Exergia específica do vapor e da água, na saída e na entrada do gerador de vapor, respectivamente (kJ/kg).

Seguidamente a parcela de perda de exergia do processo de transferência de calor no gerador de vapor (b_4) é determinada através da Eq. (4.23).

$$b_4 = \frac{I_{gv}}{B_b} 100 \quad (4.23)$$

4.2.2 Sistema recuperador de energia dos gases de exaustão (SREG)

Este sistema é composto pelos seguintes equipamentos: (i) Economizador; (ii) Pré-aquecedor de Ar e (iii) Secador de bagaço; nos quais foram considerados os seguintes processos: transferência de calor entre os gases e a água, no economizador; transferência de calor entre os gases e o ar, no pré-aquecedor de ar e finalmente a secagem do bagaço de cana.

Neste trabalho, a metodologia de cálculo térmico seguida, no caso do pré-aquecedor de ar e do economizador, foi recomendada por Kitto e Stulz (1992).

Dita metodologia é a usada pela Babcock & Wilcox a qual é um dos principais fabricantes de caldeiras no mundo.

4.2.2.1 Economizador

O feixe convectivo deste trocador de calor, usado nas caldeiras de bagaço, é apresentado na Fig. 4.9. Os projetos do economizador podem apresentar características diferentes, por exemplo, empresas como a Dedini, usam tubos com aletas, o qual visa melhorar a eficiência do equipamento (Ferreira, 2006).



Figura 4.9 Economizador industrial usado nas caldeiras de bagaço.

Como já foi comentado anteriormente, o objetivo deste equipamento é recuperar a energia dos gases de exaustão para pré-aquecer a água que entra no gerador de vapor; o qual se reflete em economia de energia e melhora no desempenho da mesma. As caldeiras de bagaço brasileiras podem usar um ou dois economizadores, alguns projetos usam um economizador antes e outro depois do pré-aquecedor de ar, enquanto outras usam apenas um. Na Fig. 4.10 é apresentado o esquema do volume de controle considerado na análise do economizador.

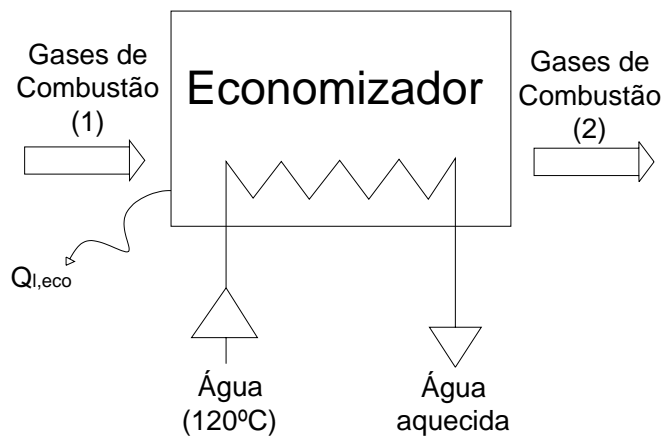


Figura 4.10 Volume de controle do Economizador

a) Hipóteses no cálculo térmico do Economizador:

- A temperatura da água na entrada do economizador ($T_{w,ieco}$), retorno de condensado da planta, foi considerada igual a 120°C de acordo a dados industriais fornecidos pelos fabricantes;
- A perda de energia ao meio ambiente, através das superfícies do economizador ($Q_{l,eco}$), foi considerada equivalente a 1% do calor trocado;
- O diâmetro externo do tubo do economizador foi considerado igual a 50,8 mm.
- O lado do gás determina a transferência de calor.

b) Procedimento de cálculo da Área de transferência de calor do Economizador (A_{eco}):

Este procedimento é formado por diversas etapas; as quais são descritas a continuação:

- O primeiro passo é supor a temperatura dos gases na saída do economizador, (já que a temperatura da água e dos gases, na entrada do mesmo, é conhecida).
- Com a aplicação do balanço de energia, a temperatura da água na saída do economizador é determinada, Eq. (4.24).

$$\dot{m}_g (h_{g,ieco} - h_{g,oeco}) = \dot{m}_w (h_{w,oeco} - h_{w,ieco}) + \dot{Q}_{l,eco} \quad (4.24)$$

Onde:

\dot{m}_g : Vazão dos gases de exaustão da caldeira no economizador (kg/s);

\dot{m}_w : Vazão da água no economizador (kg/s);

$h_{g,ieco}; h_{g,oeco}$: Entalpia específica dos gases na entrada e na saída do economizador, respectivamente (kJ/kg);

$\dot{Q}_{l,eco}$: Perda de calor no economizador para o meio ambiente (kW).

- Seguidamente, com a temperatura da água, na saída do economizador conhecida, é realizado o cálculo da Diferença de Temperatura media Logarítmica do economizador ($LMTD_{eco}$), Eq. (4.25).

$$LMTD_{eco} = \frac{(T_{g,ieco} - T_{w,oeco}) - (T_{g,oeco} - T_{w,ieco})}{\ln\left(\frac{(T_{g,ieco} - T_{w,oeco})}{(T_{g,oeco} - T_{w,ieco})}\right)} \quad (4.25)$$

Onde, as temperaturas no economizador são:

$T_{g,ieco}$ dos gases na entrada (°C);

$T_{g,oeco}$ dos gases na saída (°C);

$T_{w,ieco}$ da água na entrada (°C);

$T_{w,oeco}$ da água na saída (°C).

- Este passo consiste na determinação do Coeficiente global de transferência de calor (U_{eco}).

Para determinar o coeficiente global de troca térmica no economizador é necessário determinar o coeficiente de transferência de calor do lado do gás. Na determinação das propriedades, necessárias para isto, usou-se a temperatura média do filme do gás ($T_{fg,eco}$), segundo a recomendação de Kitto e Stultz (2005), Eq. 4.26.

$$T_{fg,eco} = 0,5(T_{w,ieco} + T_{w,oeco}) + 0,5 LMTD_{eco} \quad (4.26)$$

Onde:

$T_{fg,eco}$: Temperatura média do filme do gás (°C);

$LMTD_{eco}$: Diferença de Temperatura Média Logarítmica, no economizador (°C).

O número de Reynolds ($Re_{g,eco}$) e o Número de Nusselt ($Nu_{g,eco}$) dos gases podem ser calculados através da Eq. 4.27 e Eq. 4.28, respectivamente.

$$Re_{g,eco} = \frac{\dot{G}_{g,eco} d_{t,eco}}{\mu_g} \quad (4.27)$$

Onde:

$\dot{G}_{g,eco}$: Fluxo mássico específico do gás no Economizador (kg/m^2-s);

μ_g : Viscosidade dos gases no Economizador ($kg/m-s$);

$d_{t,eco}$: Diâmetro do tubo do Economizador (m).

$$Nu_{g,eco} = 0,287 Re_{g,eco}^{0,61} Pr_{g,eco}^{0,33} \quad (4.28)$$

Onde:

$Pr_{g,eco}$: Número de Prandtl dos gases (-).

Assim, o coeficiente convectivo ($hc_{g,eco}$), do lado do gás, é calculado através da Eq. (4.29).

$$Nu_{g,eco} = \frac{hc_{g,eco} d_{t,eco}}{k_g} \quad (4.29)$$

Onde:

k_g : Condutividade térmica ($W/m K$)

Uma vez que o coeficiente global do economizador (U_{eco}) é dominado pelo lado do gás, o seu valor pode ser determinado através da (4.30).

$$U_{eco} = hc_{g,eco} \quad (4.30)$$

Rigorosamente o coeficiente global de troca térmica do economizador é formado pelo coeficiente convectivo ($hc_{g,eco}$) e pelo coeficiente radiativo do gás. Este último não foi determinado devido á falta de informação. Considerou-se que este valor é muito menor do que o coeficiente convectivo de acordo a Kitto e Stultz (2005). Assim os resultados finais continuam sendo válidos mesmo sem considerar este parâmetro.

- Finalmente é realizado o cálculo da área de troca térmica (A_{eco})

Com o valor do coeficiente global do economizador pode-se calcular a área de troca térmica deste equipamento, através da Eq. (4.31).

$$\dot{m}_{w,eco}(h_{w,oeco} - h_{w,ieco}) = U_{eco}A_{eco}LMTD_{eco} \quad (4.31)$$

Onde:

$h_{w,ieco}$: Entalpia da água na entrada do economizador (kJ/kg);

$h_{w,oeco}$: Entalpia da água na saída do economizador (kJ/kg);

$\dot{m}_{w,eco}$: Vazão da água que percorre o economizador (kg/s).

c) Balanço de Exergia no Economizador

O balanço de exergia no economizador pode ser calculado através da Eq. (4.32)

$$I_{eco} = \dot{m}_g(b_{g,ieco} - b_{g,oeco}) - \dot{m}_w(b_{w,oeco} - b_{w,ieco}) \quad (4.32)$$

Onde:

$b_{g,ieco}; b_{g,oeco}$: Exergia específica dos gases na entrada e na saída do economizador, respectivamente (kJ/kg);

$b_{w,ieco}; b_{w,oeco}$: Exergia específica da água na entrada e na saída do economizador, respectivamente (kJ/kg).

A partir destes valores a parcela de perda de exergia, pela transferência de calor (b_5), no economizador pode ser determinada através da Eq. (4.33).

$$b_5 = \frac{I_{eco}}{B_b} \quad (4.33)$$

d) Variáveis de desempenho termodinâmico do Economizador:

A Eficiência exergetica (ξ_{eco}) e a Efetividade (ε_{eco}) do economizador são calculadas através das Eq. (4.34) e (4.35).

$$\xi_{eco} = \left(\frac{m_w (b_{w,oeco} - b_{w,ieco})}{m_g (b_{g,ieco} - b_{g,oeco})} \right) \times 100 \quad (4.34)$$

$$\varepsilon_{eco} = \left(\frac{m_g (h_{g,ieco} - h_{g,oeco})}{m_w (h_w (T_{g,ieco}) - h_{w,ieco})} \right) \times 100 \quad (4.35)$$

4.2.2.2 Pré-aquecedor de Ar

O pré-aquecedor de ar, usado nas usinas de cana de açúcar, é apresentado na Fig. 4.11. A função deste equipamento é pré-aquecer o ar primário requerido para a combustão. Alguns fabricantes, como a Caldema, pré-aquecem também o ar secundário. Outros como a Equipalcool, por exemplo, usam ar secundário na temperatura ambiente.

a) Hipóteses no cálculo térmico do pré-aquecedor de ar:

- A temperatura do ar, na entrada do pré-aquecedor ($T_{a,iah}$) foi considerada igual a (30°C);
- A perda de energia ao meio ambiente, através das superfícies do pré-aquecedor de ar ($Q_{l,ah}$), foi considerada equivalente a 1,17 % do calor trocado neste equipamento, de acordo a Sanchez-Prieto, (2003);
- O diâmetro externo dos tubos do pré-aquecedor de ar foi considerado igual a 68,3 mm.
- No pré-aquecedor de ar, os coeficientes de transferência de calor do gás e do ar foram considerados iguais.



Figura 4.11 Pré-aquecedor de ar industrial das caldeiras de bagaço de cana

Na Fig. 4.12 é apresentado o volume de controle considerado na análise desenvolvida.

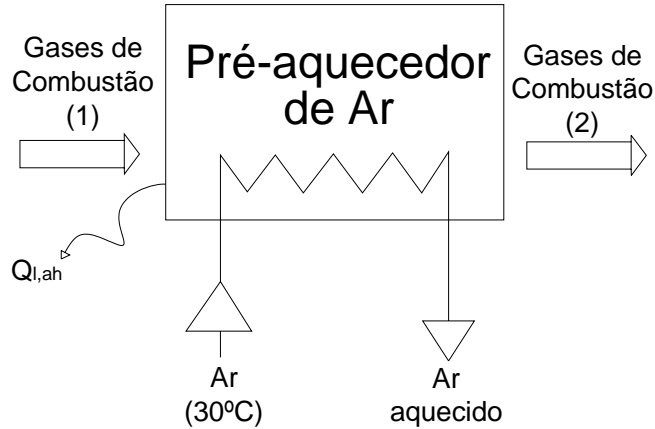


Figura 4.12 Volume de controle do Pré-aquecedor de Ar.

b) Procedimento de cálculo da Área de transferência de calor do Pré-aquecedor de ar (A_{ah}):

- No cálculo da área de transferência de calor, a temperatura dos gases na saída do economizador, ou temperatura dos gases na entrada ao pré-aquecedor de ar foi calculada no passo anterior. Devido a isso, através do balanço de energia a temperatura do ar na saída do pré-aquecedor pode ser determinada através da Eq. 4.36.

$$m_g (h_{g,iah} - h_{g,oah}) = m_a (h_{a,oah} - h_{a,iah}) + Q_{l,ah} \quad (4.36)$$

Onde:

$h_{g,iah}; h_{g,oah}$: Entalpia específica dos gases na entrada e na saída, do pré-aquecedor de ar, respectivamente (kJ/kg);

$Q_{l,ah}$: Perda de calor no pré-aquecedor de ar para o meio ambiente (kW).

- Seguidamente é realizado o cálculo da Diferença de Temperatura media Logarítmica do pré-aquecedor de ar ($LMTD_{ah}$), de acordo à Eq. (4.25).
- Determinação do Coeficiente Global de transferência de Calor (U_{ah})

Para determinar o coeficiente global de troca térmica é necessário determinar o coeficiente de transferência de calor do lado do gás e do lado do ar. Uma vez que não se possui informação sobre as características geométricas do lado do ar, no pré-aquecedor de ar, foi considerado que estes coeficientes, do lado do ar e do lado do gás, são iguais ($hc_{g,ah} = hc_{a,ah}$). Assim, foi determinado apenas o coeficiente de transferência de calor do lado do gás. Esta suposição segue a metodologia apresentada por Kitto e Stulz (1992), ela pode ser aceita para um primeiro cálculo estimativo de custos; para um cálculo definitivo dos componentes deverá ser revisada, incluindo, por exemplo, o efeito de meios participantes do lado do gás.

Na determinação das propriedades necessárias no cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do gás, usou-se a temperatura média do filme do gás ($T_{fg,ah}$), segundo a recomendação de Kitto e Stultz (2005), da mesma forma que no caso anterior, Eq. 4.26.

O número de Reynolds ($Re_{g,ah}$) e o Número de Nusselt ($Nu_{g,ah}$) dos gases podem ser calculados de acordo às Eq. 4.27 e Eq. 4.28, respectivamente.

O coeficiente global do pré-aquecedor de ar (U_{ah}), de acordo à hipótese assumida ($hc_{g,ah}=hc_{a,ah}$) pode ser determinado através da (4.37).

$$U_{ah} = \frac{h_{g,ah} h_{a,ah}}{h_{g,ah} + h_{a,ah}} = \frac{hc_{g,ah}}{2} \quad (4.37)$$

- Cálculo da área de troca térmica (A_{ah}):

Uma vez que o valor do coeficiente global do pré-aquecedor de ar (U_{ah}) é conhecido a área de troca térmica deste equipamento pode ser determinada, de acordo à Eq. (4.31).

c) Balanço de Exergia no Pré-aquecedor de ar

O balanço de exergia no pré-aquecedor de ar pode ser calculado da mesma forma que antes, Eq. (4.32)

A partir destes valores a parcela de perda de exergia pela transferência de calor no pré-aquecedor de ar (b_6) pode ser determinada da mesma forma que na Eq. (4.33).

d) Variáveis do desempenho termodinâmico do Pré-aquecedor de ar

As variáveis de desempenho termodinâmico do pré-aquecedor de ar, podem ser determinadas como no item anterior, Eqs. (4.34) e (4.35).

4.2.2.3 Secador de bagaço

Neste trabalho desenvolveu-se o projeto preliminar de um secador de bagaço pneumático. A análise deste equipamento foi separada em duas partes: (i) duto pneumático e (ii) ciclone.

A Fig. 4.13 apresenta o secador de bagaço projetado.

O volume de controle do secador de bagaço é apresentado na Fig. 4.14, nele são descritos os fluxos e algumas características dos mesmos.

a) Hipóteses no cálculo térmico do Secador de bagaço:

No projeto deste equipamento foram consideradas as seguintes hipóteses:

- O secador considerado corresponde ao tipo: Pneumático;
- O tipo de ciclone considerado foi o *Lapple*, (Perry ,1999);

- A temperatura dos gases de combustão na entrada do secador de bagaço é de 215°C, este valor foi escolhido em base ao estudo de temperatura de início de pico ou *step* (IPT) desenvolvido no capítulo III;
- A velocidade do gás no duto pneumático é maior do que a velocidade terminal das partículas em 2,5 m/s, Strumillo e Kudra (1986). Esta velocidade terminal é calculada considerando a correspondente às partículas de maior tamanho, visando evitar a formação de depósitos de material no fundo do secador.
- Este projeto usa o modelo da partícula isolada, no qual as interações entre as partículas não são consideradas;
- O secador de bagaço foi projetado considerando o diâmetro representativo das partículas de bagaço (D_p), desenvolvido no capítulo III. As partículas foram tratadas como se todas elas fossem do tipo fibras.
- A secagem foi calculada segundo o seguinte modelo: (i) Os gases de combustão se resfriam elevando a temperatura do bagaço úmido até a temperatura de saturação adiabática dos gases de exaustão; considera-se que as partículas permanecem nesta temperatura ao longo do processo de secagem (ii) Os gases de combustão se resfriam fornecendo energia ao bagaço somente para evaporar a água neste contida (IPT, 1990). Esta segunda fase termina quando os gases atingem a temperatura de saturação adiabática.

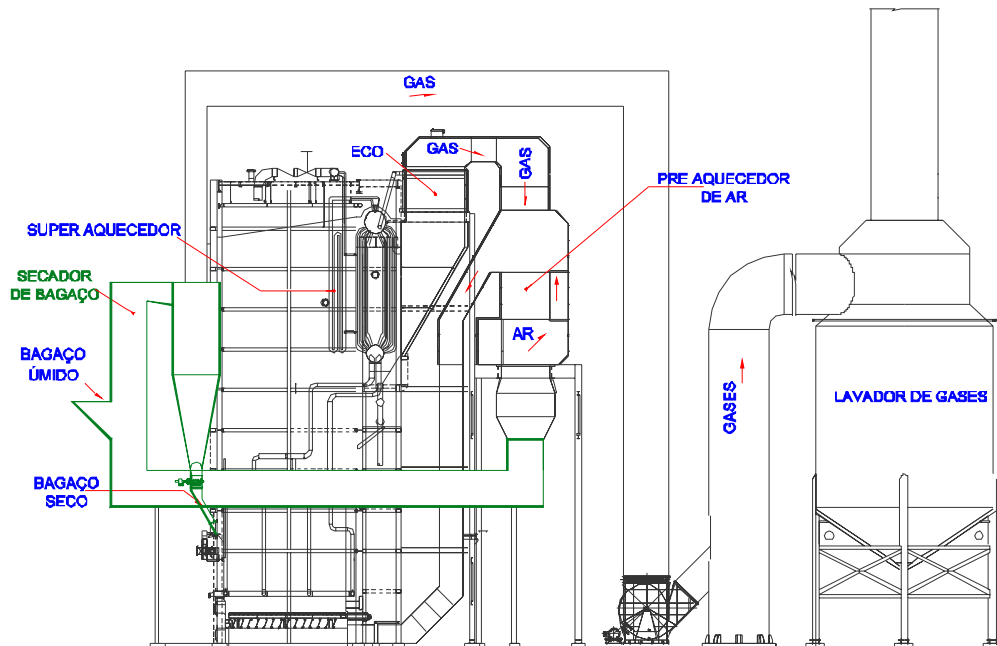


Figura 4.13 Secador industrial de bagaço de cana

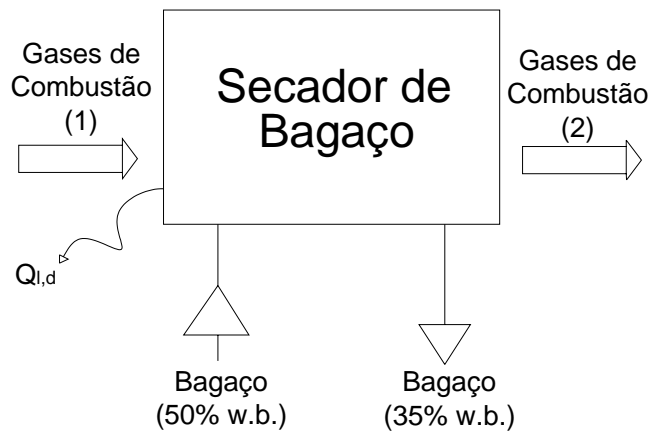


Figura 4.14 Volume de controle do secador de bagaço de cana

Os dados de entrada no cálculo foram os seguintes:

- ✓ Vazão dos sólidos (m_b);
- ✓ Vazão dos gases (m_g);

- ✓ Temperatura dos gases na entrada do secador pneumático (°C);
- ✓ Temperatura de saturação adiabática dos gases (°C);
- ✓ Temperatura dos sólidos na entrada (ambiente) e na saída do secador pneumático (assumida igual á de saturação adiabática);
- ✓ Umidade do bagaço na entrada do duto pneumático (b.u.);
- ✓ Diâmetro da partícula D_p (mm);
- ✓ Velocidade terminal da partícula (m/s).

b) Duto Pneumático:

O primeiro passo consiste em determinar a velocidade terminal do bagaço, para isso será usada à correlação desenvolvida no capítulo III, Eq. (3.26).

$$V_t = 1.699D_p^{0.324} \quad (4.38)$$

Onde:

D_p : Diâmetro representativo da partícula (mm).

A velocidade dos gases V_g é determinada a partir da Eq. (4.38), calculada para o máximo tamanho de partículas e sendo acrescentado 2,5 m/s, de acordo à Eq. (4.39). Segundo Strumillo e Kudra (1986) a velocidade do gás pode ser adotada como a velocidade terminal das partículas maiores, acrescentada em 2,5 – 3m/s.

$$V_g = V_t + 2,5 \text{ (m/s)} \quad (4.39)$$

A velocidade média das partículas de bagaço V_b pode ser determinada através da Eq. (4.40).

$$V_b = V_g - V_{t,m} \quad (4.40)$$

Onde:

$V_{t,m}$: Velocidade terminal das partículas de bagaço de tamanho médio (m/s).

A seção da coluna ocupada pelos sólidos (S_b) é obtida através da Eq. (4.41)

$$S_b = \frac{m_b}{\rho_b V_b} \quad (4.41)$$

Onde:

\dot{m}_b : Vazão do bagaço (kg/s);

ρ_b : Densidade do bagaço (kg/m³);

V_b : Velocidade média das partículas de bagaço (m/s);

A seção da coluna ocupada pelos gases (S_g) é calculada através da Eq. (4.42); enquanto a seção total ocupada no duto, gases e bagaço, é determinada pela Eq. (4.43).

$$S_g = \frac{m_g}{\rho_g V_g} \quad (4.42)$$

Onde:

\dot{m}_g : Vazão dos gases (kg/s);

ρ_g : Densidade dos gases (kg/m³);

$$S_t = S_b + S_g \quad (4.43)$$

O balanço de massa é apresentado na Eq. (4.44).

$$\dot{m}_{bd}(X_{b,id} - X_{b,od}) = \dot{m}_{gd}(Y_{g,od} - Y_{g,id}) \quad (4.44)$$

Onde:

$X_{b,id}, X_{b,od}$: Umidade do bagaço na entrada e na saída, do duto pneumático (base seca);

$Y_{g,id}, Y_{g,od}$: Umidade dos gases na entrada e na saída do duto pneumático (base seca);

\dot{m}_{gd} : Vazão dos gases secos (kg/s);

\dot{m}_{bd} : Vazão do bagaço seco (kg/s);

O balanço de energia, no duto pneumático, é calculado através da Eq. (4.45).

$$\dot{m}_{bd}(X_{b,id} - X_{b,od})(h_{s,od} - h_w) + \dot{m}_{bd} c_{p,b}(T_{sg} - T_{b,id}) + \dot{m}_{bd} X_{b,id}(h_w - h_{w,id}) + \dot{Q}_{l,d} = \dot{Q}_g \quad (4.45)$$

Onde:

$h_{s,od}$: Entalpia específica do vapor na saída do duto pneumático (kJ/kg);

h_w : Entalpia específica da água saturada (kJ/kg);

$h_{w,id}$: Entalpia específica da água na entrada do duto pneumático (kJ/kg);

T_{sg} : Temperatura de saturação adiabática dos gases (°C)

\dot{Q}_g : Energia trocada no duto pneumático (kW);

$\dot{Q}_{l,d}$: Energia perdida ao meio ambiente, considerada como 1,8% da energia trocada (kW), de acordo a Nebra (1985).

A energia trocada no duto pneumático pode ser calculada através da Eq. (4.46).

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g(h_{g,id} - h_{g,od}) \quad (4.46)$$

Onde:

$h_{g,id}, h_{g,od}$: Entalpia específica dos gases na entrada e na saída, do duto pneumático (kJ/kg);

A diferença de temperatura média logarítmica no duto pneumático ($LMTD_d$) é obtida através da Eq. (4.47). O arranjo, neste caso, é o paralelo.

$$LMTD_d = \frac{(T_{g,id} - T_{b,id}) - (T_{g,od} - T_{b,od})}{\ln\left(\frac{(T_{g,id} - T_{b,id})}{(T_{g,od} - T_{b,od})}\right)} \quad (4.47)$$

Onde:

$T_{g,id}$; $T_{g,od}$: Temperatura dos gases na entrada e na saída do duto pneumático (C);

$T_{b,id}$; $T_{b,od}$: Temperatura do bagaço na entrada e na saída do duto pneumático (C);

(As temperaturas dos gases e do bagaço na saída do secador foram assumidas iguais às de saturação adiabática dos gases. Para efeitos de cálculo usou-se uma pequena diferença, assim foi evitada a divisão por zero).

O número de Nusselt (Nu_d) pode ser calculado através da Eq. (4.48), a qual é recomendada por Whitaker (1972) para cilindros lisos infinitos e é válida para $4 < Re < 10^5$. Esta correlação tem-se mostrado satisfatória na validação dos resultados experimentais com simulados, no trabalho de Nebra, (1985).

$$Nu_d = 0,4 Re_b^{1/2} + 0,06 Re_b^{2/3} Pr_g^{0,4} \left(\frac{\mu_{g,tg}}{\mu_{g,ts}} \right) \quad (4.48)$$

Onde:

Re_b : Número de Reynolds no duto;

Pr_g : Número de Prandtl dos gases (-);

$\mu_{g,ts}$: Viscosidade do gás úmido à temperatura do sólido;

$\mu_{g,tg}$: Viscosidade do gás úmido à temperatura do gás;

A partir deste valor é possível obter o coeficiente de transferência de calor (h_d), através da Eq. (4.49).

$$Nu_d = \frac{h_d D_p}{k_g} \quad (4.49)$$

Onde:

h_d : Coeficiente de transferência de calor ($W/m^2 K$);

D_p : Diâmetro da partícula (m);

k_g : Condutividade dos gases ($W/m K$)

A área de troca térmica do conjunto de partículas de bagaço (A_b) pode ser calculada através da Eq. (4.50)

$$h_d = \frac{\dot{Q}_g - \dot{Q}_{l,d}}{LMTD_d A_b} \quad (4.50)$$

O parâmetro (α_b) que relaciona a área superficial da partícula com a massa da mesma pode ser calculado pela Eq. (4.51), para uma partícula cilíndrica, segundo Corrêa et al. (2000).

$$\alpha_b = \frac{4}{D_p \rho_b} \quad (4.51)$$

Assim o tempo de residência das partículas de bagaço no duto (t_b), pode ser obtido unindo os resultados das Eqs. (4.50) e (4.51), na Eq. (4.52).

$$A_b = \alpha_b \dot{m}_b t_b \quad (4.52)$$

Finalmente o comprimento do duto pneumático é determinado através da Eq. (4.53).

$$t_b = \frac{L_d}{V_b} \quad (4.53)$$

Esta forma de cálculo implica que ao longo do duto pneumático será transferido o calor disponível nos gases de exaustão da caldeira, até a condição de saturação adiabática dos mesmos. Se a longitude adotada para o duto for menor que a obtida com (4.53), parte da secagem virá a acontecer no ciclone.

c) Ciclone do secador

O cálculo da diferença de temperatura média logarítmica no ciclone ($LMTD_{cs}$) é feito seguindo a Eq. 4.47, uma vez que o arranjo também é paralelo.

Os balanços de massa e energia no ciclone são determinados usando as Eq. 4.44 e 4.45, com os parâmetros correspondentes ao ciclone.

O tempo de Residência dos gases no ciclone ($t_{g,cs}$) é calculado através da Eq. (4.54). Entretanto, o tempo de residência do bagaço no ciclone é determinado através da Eq. (4.55). Para isso, é necessário conhecer o Parâmetro adimensional τ_{cs} . Este parâmetro adimensional tem sido estudado por diversos autores, tais como, Godoy et al. (1992), Cremasco (1994), Perez (1997), os quais trabalharam com partículas de plástico e esferas de vidro. Silva e Nebra (1991) estudaram este parâmetro na secagem de borra de café. Posteriormente, Corrêa et al. (2000) trabalharam com a secagem ciclônica do bagaço e determinaram o valor de τ_{cs} , em faixas de concentração volumétrica bagaço/gases próximas às usadas em caldeiras industriais.

$$t_{g,cs} = \frac{\rho_{g,cs} Vol_{cs}}{\dot{m}_{g,cs}} \quad (4.54)$$

$$\tau_{cs} = \frac{t_{b,cs}}{t_{g,cs}} \quad (4.55)$$

Onde:

$\rho_{g,cs}$: Densidade do gás no ciclone do secador (kg/m^3);

Vol_{cs} : Volume do ciclone do secador (m^3);

$m_{g,cs}$: Vazão gás no ciclone (kg/s).

$t_{b,cs}$: Tempo de residência do bagaço no ciclone (s).

O cálculo do tempo de residência da partícula no ciclone $t_{b,cs}$ e o cálculo do coeficiente convectivo de troca térmica no ciclone hc_{cs} , é apresentado na Eq. (4.56) e Eq. (4.57).

$$A_{b,cs} = \alpha_b \dot{m}_b t_{b,cs} \quad (4.56)$$

$$hc_{cs} = \frac{m_g (h_{g,ics} - h_{g,ocs})}{A_{b,cs} \text{LMTD}_{cs}} \quad (4.57)$$

A partir destas equações seria suficiente estabelecer um coeficiente de transferência de calor adequado para determinar o volume do secador de bagaço. Na pesquisa bibliográfica foi observado que a maioria de trabalhos avalia o sistema de secagem pneumática como um todo, sem separar a secagem que acontece no duto pneumático com a que acontece no ciclone. Corrêa et al. (2000), salientou a dificuldade de obter correlações que permitam determinar o coeficiente de transferência de calor. Posteriores comunicações com esses autores verificaram a necessidade de maior pesquisa nessa área.

d) Balanço de Exergia

O balanço de exergia no secador de bagaço é apresentado na Eq. (4.58). A irreversibilidade que acontece no mesmo é igual à diferença entre a soma das exergias dos fluxos que entram e que saem do secador.

$$I_{\text{sec}} = \sum B_{\text{i,sec}} - \sum B_{\text{o,sec}} \quad (4.58)$$

A somatória das exergias dos fluxos que entram no secador, primeiro termo do lado direito da Eq. (4.58), é calculada através da Eq. (4.59). Para efeitos de cálculo, nesta equação o bagaço úmido foi separado em duas correntes: bagaço seco e água, as quais são avaliadas independentemente.

$$\sum B_{\text{i,sec}} = B_{\text{g,i,sec}} + B_{\text{bd,i,sec}} + B_{\text{ubc,i,sec}} \quad (4.59)$$

Onde:

$B_{\text{g,i,sec}}$: Exergia dos gases na entrada do secador (kW);

$B_{\text{bd,i,sec}}$: Exergia do bagaço seco na entrada do secador (kW);

$B_{\text{ubc,i,sec}}$: Exergia da água contida no bagaço na entrada do secador (kW);

A somatória das exergias dos fluxos que saem do secador, segundo termo do lado direito da Eq. (4.58), foi calculada da mesma forma que em (4.59).

É importante salientar que a composição dos gases na saída do secador muda com relação à entrada, esta variação é produto da evaporação da água proveniente da umidade do bagaço; este efeito foi considerado no cálculo da exergia dos gases que saem do secador ($B_{\text{g,o,sec}}$).

A partir desses valores a parcela de perda de exergia pela secagem de bagaço (b_7), pode ser determinada como nos casos anteriores.

4.3 Cálculo do custo do sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão (SREG)

O cálculo do custo total do SREG abrange a soma dos custos dos equipamentos recuperadores de energia: economizador, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço de cana. Uma vez que as características do cálculo do custo destes equipamentos são diferentes, decidiu-se agrupar o economizador e o pré-aquecedor de ar, os quais apresentam características de cálculo de custo semelhantes, e seguidamente apresentar o cálculo do custo do secador pneumático de bagaço.

4.3.1 Custo do Economizador e Pré-aquecedor de Ar:

O custo dos equipamentos como o Economizador e o pré-aquecedor de ar foram determinados em base à área de transferência de calor dos mesmos. Nestes casos foram alocados custos unitários para as áreas de troca térmica de cada equipamento, na base de informações obtidas na indústria.

O custo unitário da área de transferência de calor, no economizador e no pré-aquecedor de ar, foi adotado como sendo R\$/m² 161,58 e R\$/m² 138,62 (dados industriais fornecidos por um fabricante nacional de caldeiras); respectivamente. Estes custos são apenas de fabricação.

Assim, o custo do economizador e do pré-aquecedor de ar foram determinados através de equações como a Eq. (4.60).

$$C = c_{uni}A \quad (4.60)$$

Onde:

c_{uni} : Custo unitário da área de transferência de calor correspondente a cada caso (R\$/m²).

4.3.2 Custo do Secador Pneumático do bagaço:

No caso do secador de bagaço, o custo foi determinado em base ao peso do mesmo, o qual é uma prática comumente usada no setor industrial, para este tipo de equipamento.

No cálculo deste custo considerou-se que o custo unitário do peso do secador, que inclui além da chapa o custo de fabricação dos dutos e ciclones, é 9,70 R\$/kg (dato industrial fornecido por um fabricante nacional de caldeiras). Também foi considerado que a espessura da chapa era igual a 4 mm.

Assim, o custo do secador pneumático de bagaço inclui o custo do duto pneumático e do ciclone, assim como o duto de gases desde a saída do pré-aquecedor de ar até o ponto de alimentação do bagaço no secador. Dito custo pode ser determinado através da Eq. (4.61).

$$C_{\text{sec}} = c_{\text{uni,sec}} (W_d + W_{\text{cic}} + W_{\text{dg}}) \quad (4.61)$$

Onde:

W_d, W_{cic} Peso do duto pneumático e do ciclone do secador, respectivamente (kg);

W_{dg} : Peso do duto dos gases no trajeto desde a saída do pré-aquecedor de ar até ponto de alimentação do bagaço (kg).

$c_{\text{uni,sec}}$ Custo unitário do secador, por unidade de massa (R\$/kg).

A instalação do secador de bagaço aumenta a demanda de potencia do ventilador de tiro induzido da caldeira. Em usinas, como Ñuñorco (Tucumán, Argentina), não tem sido necessário o aumento do número de ventiladores de tiro induzido da caldeira, quando o secador de bagaço foi instalado. Assim, os custos adicionais decorrentes da instalação do secador deverão ser avaliados caso a caso. Neste trabalho o custo do secador não compreende o custo de transportadores adicionais de bagaço assim como ventiladores de tiro induzido adicionais, na caldeira.

A metodologia de cálculo descrita permite dimensionar assim como determinar o custo do sistema de recuperação de energia, cumprindo assim com os objetivos propostos no começo do trabalho.

Capítulo 5

Eficiência da Caldeira de Bagaço

Neste capítulo são descritas e analisadas as metodologias usadas na determinação do desempenho termodinâmico da caldeira de bagaço.

No cálculo da eficiência de primeira lei foram consideradas duas metodologias: (i) Entradas e Saídas e (ii) Balanço de energia, além disso, a eficiência da caldeira foi estudada usando duas bases de cálculo: PCI e PCS, já que ao ser o bagaço um combustível muito úmido (ao redor de 50% b.u) o critério de base de cálculo apresenta diferenças, quando comparado com combustíveis sólidos com baixa umidade, como o carvão.

Na análise de segunda lei foi considerado o: (i) Método dos Insumos e Produtos e (ii) o Balanço de Exergia.

O estudo do desempenho da caldeira de bagaço, em diferentes arranjos, através destas análises é muito importante, já que permite determinar em que condições a eficiência da caldeira é máxima.

A Fig. 5.1 mostra o esquema de análise termodinâmica considerada na análise.

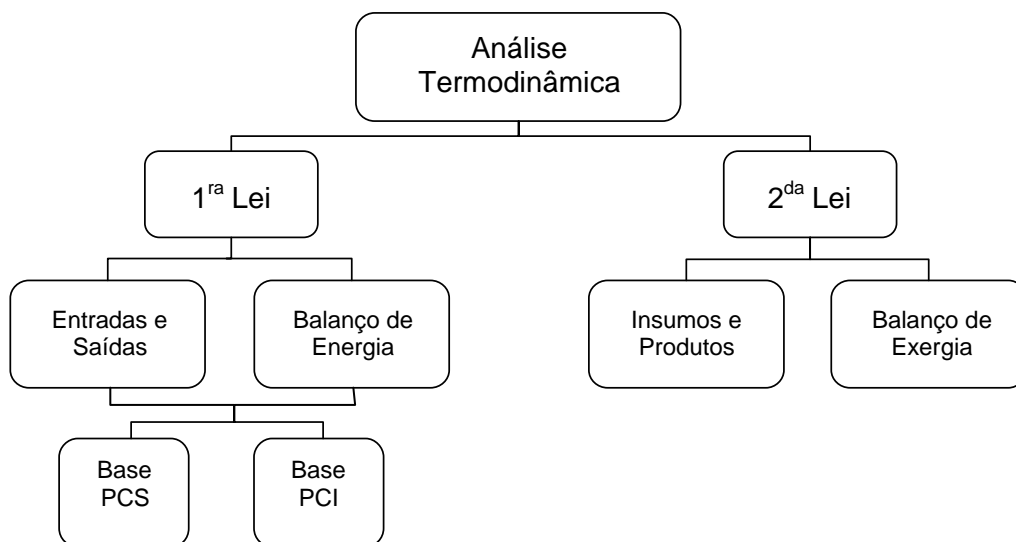


Figura 5.1 Análise termodinâmica aplicada à caldeira de bagaço de cana

5.1 Eficiência da Caldeira

O principal parâmetro de desempenho de uma caldeira e também de seu sistema de cogeração, é a eficiência térmica.

Na análise de primeira lei são encontradas duas metodologias para o cálculo da Eficiência da caldeira: O Método das Entradas e Saídas e o método do Balanço de Energia de acordo à norma ASME PTC 4 (1998).

Estas análises têm sido usadas por diversos autores: Lozano (1987); Lora e Silva (1991); IPT (1990); Kitto e Stultz (1992); Acosta (1995); Barroso et al. (1998); Sanchez-Prieto (2003); Marquezi e Nebra (2003); Sosa-Arno, et al. (2006a), Sosa-Arno e Nebra (2007).

Normalmente, a análise de Segunda Lei tem sido menos utilizada do que a tradicional análise de Primeira Lei. Porém, alguns trabalhos de análise de Segunda Lei podem ser encontrados na literatura: Lozano (1987); Cardenas et al. (1994), Sanchez-Prieto (2003); Sosa-Arno et al. (2006) e Sosa-Arno e Nebra (2007).

Através da aplicação do método do balanço de energia, análise de Primeira Lei, é possível identificar os pontos de perdas de energia, e elaborar programas que melhorem o desempenho. Porém, segundo a Primeira Lei, o desempenho de caldeiras de baixos parâmetros de geração de vapor (2,1MPa e 300°C) pode ser o mesmo do que o correspondente às caldeiras de bagaço de altos parâmetros de geração de vapor, como por exemplo, 9MPa e 520°C. O importante efeito do aumento dos parâmetros de geração de vapor é observado apenas quando é aplicada a análise de Segunda Lei.

Em seguida será abordada a análise de Primeira e Segunda Lei aplicada às caldeiras que usam o bagaço de cana como combustível. As metodologias usadas na análise de Primeira Lei serão descritas e posteriormente ajustadas às caldeiras de bagaço, as quais pelo fato de queimar um combustível altamente úmido (50% de umidade b.u.) requerem certas considerações diferentes das caldeiras tradicionais.

5.1.1 Eficiência da Caldeira (Primeira lei)

Como já foi mencionado anteriormente, existem duas metodologias para o cálculo da Eficiência da Caldeira, pela primeira lei: O método das entradas e saídas e o método do balanço de energia (ASME PTC 4, 1998).

5.1.1.1 Método das entradas e saídas

Este método usa a Eq. (5.1), para determinar a eficiência (η^I).

$$\eta^I = \left(\frac{\text{Saída}}{\text{Entrada}} \right) \times 100 \quad (5.1)$$

Onde:

Saída: Energia acrescentada ao vapor na caldeira;

Entrada: Energia que entra na caldeira, normalmente considerada como o poder calorífico do combustível, vezes a vazão mássica do mesmo.

Este método precisa das medições diretas e precisas de todos os fluxos mássicos e parâmetros destes (temperatura e pressão), nas saídas e entradas da caldeira. Entre estas medidas primárias requeridas têm-se:

- ✓ Fluxo mássico da água entrando na caldeira;
- ✓ Fluxos mássicos de todas as correntes secundárias saindo da caldeira (purgas, por exemplo);
- ✓ Pressão e temperatura das correntes do fluido de trabalho (tais como água de alimentação, vapor de saída);
- ✓ Fluxo mássico do combustível.

5.1.1.2 Método do balanço de energia

Este método combina a equação do balanço de energia, aplicada à caldeira, Eq. (5.2), com a definição da eficiência Eq. (5.1), para obter a expressão Eq. (5.3).

$$\text{Entrada} = \text{Saída} + \text{Perdas} \quad (5.2)$$

Dividindo a expressão anterior pela entrada de energia, tem-se:

$$\eta'' = 1 - \left(\frac{\text{Perdas}}{\text{Entrada}} \right) \times 100 \quad (5.3)$$

onde:

Perdas: Energia perdida na caldeira (por exemplo, com os gases de exaustão, radiação e convecção desde as paredes da caldeira, combustível não queimado, etc);

Entrada: Energia que entra na caldeira, calculada da mesma forma que no método direto.

A determinação da eficiência por este método precisa a identificação e medida (ou cálculo) de todas as perdas de energia. As medições primárias para a determinação da eficiência da caldeira, neste caso, são:

- ✓ Análise química do combustível (determinação de conteúdo de carbono, hidrogênio, nitrogênio);

- ✓ Determinação da umidade do bagaço e a presença de cinzas;
- ✓ Determinação das temperaturas dos fluxos de ar e dos gases na entrada e na saída da caldeira;
- ✓ Medição de CO, NO_x e O₂, e arraste de não queimados, nos gases de exaustão da caldeira;
- ✓ Presença de não queimados nas cinzas da fornalha.

A medição de temperaturas de paredes externas, assim como a determinação dos coeficientes de transferência de calor, em diferentes pontos da caldeira, pode auxiliar na estimativa das perdas de calor. Esta seria uma análise alternativa ao método proposto pela Norma ASME PTC 4, 1998.

Outras determinações são necessárias também para determinar a eficiência, porém; muitas delas geralmente apresentam efeito menor sobre os resultados.

As vantagens e desvantagens destes dois métodos, de acordo à norma ASME PTC 4, 1998; são apresentadas na tabela 5.1.

Tabela 5.1 Comparação dos métodos para a determinação da Eficiência das Caldeiras.

Vantagens	Desvantagens
Método de entradas e saídas	
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Requer poucas medições; ▪ Não precisa estimar as perdas não mensuráveis; ▪ Os parâmetros primários desde a definição da eficiência (entradas e saídas) são diretamente mensuráveis. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ A vazão do combustível, o poder calorífico, a vazão do vapor, e as propriedades do vapor precisam ser medidas com muita precisão para reduzir as incertezas; ▪ Não ajuda a localizar as fontes de possível ineficiência. ▪ Requer o uso do método do balanço de energia para corrigir os resultados dos testes para padronizar ou garantir as condições.
Método do balanço de energia	
<ul style="list-style-type: none"> ▪ As medições primárias (análises e temperatura dos gases) podem ser feitas com muita aproximação; ▪ Permite correções dos resultados dos testes para padronizar ou garantir as condições; ▪ A eficiência “<i>as tested</i>” frequentemente tem menor incerteza devido a que as quantidades medidas (perdas) representam apenas uma pequena fração da energia total; ▪ Os efeitos de erros substanciais nas medições secundárias e valores estimados são mínimos ▪ Fontes de perdas grandes são identificadas. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Requer mais medições; ▪ Não produz automaticamente dados de capacidade e saída. ▪ Algumas perdas são praticamente não mensuráveis e seus valores devem ser estimados.

Fonte: Norma ASME PTC 4, 1998.

As metodologias de análise descritas anteriormente são aplicadas ao volume de controle apresentado na Fig. 5.2. Nele são descritas as perdas de energia consideradas pela Norma ASME PTC 4.1, 1964. Note-se que o volume de controle abrange não apenas o gerador de vapor (fornalha, banco de tubos e superaquecedor); incluindo também os equipamentos recuperadores de energia: pré-aquecedor de ar, e o economizador.

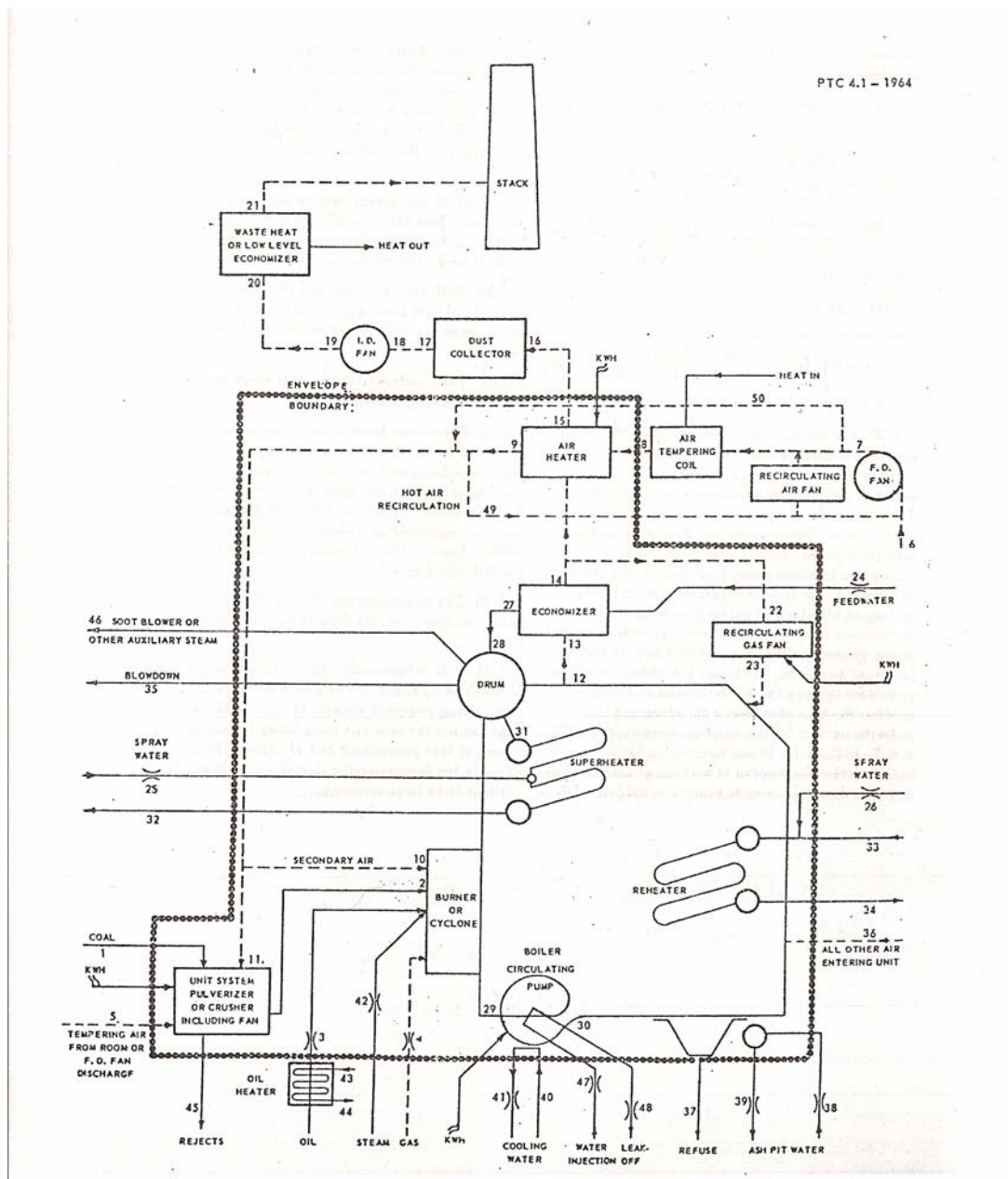


Figura 5.2 Volume de controle da caldeira.

Fonte: ASME PTC 4.1 (1964)

5.2 Eficiência da Caldeira de bagaço (Primeira Lei)

Em caldeiras de bagaço de cana, a medição da vazão de bagaço é uma tarefa muito difícil, e por tanto este parâmetro normalmente não é medido. Assim é pratica comum determinar a eficiência usando o método do balanço de energia (Acosta, 1995; Sanchez-Prieto, 2003; Sosa-Arno et al. 2006a ; Sosa-Arno e Nebra 2007).

Porém, foi encontrado um estudo sobre a determinação da eficiência de caldeiras de bagaço que usa o método das entradas e saídas. Este trabalho foi desenvolvido pelo Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT). As considerações feitas assim como o procedimento de cálculo são descritos a continuação.

5.2.1 Eficiência da Caldeira de bagaço – Método das Entradas e Saídas

O sistema de geração de vapor, era constituído por 4 caldeiras de bagaço, com capacidade de produção de vapor de 200t/h, em 2,1MPa de pressão e 290°C de temperatura. Esta usina processava ao redor de 8900 t. de cana/ dia (dados correspondentes ao ano 1992).

O principal problema a contornar, por este método, é a medição da vazão do bagaço \dot{m}_b , Para isso, a cana foi pesada e o tempo de duração do ensaio medido, assim a vazão da cana que entra no processo foi determinada. O teor de fibra na cana (t_{fc}), e no bagaço (t_{fb}) foi determinado através de leituras horárias, com as quais se estabeleceram os valores médios das mesmas 13% e 48%, respectivamente. Assim, através da Eq. 5.4, a vazão do bagaço pode ser determinada.

$$\dot{m}_b = \frac{\dot{m}_c t_{fc}}{t_{fb}} \quad (5.4)$$

Onde:

\dot{m}_c Vazão de cana (kg/s);

- t_{fc} Teor de fibra na cana (%);
 t_{fb} Teor de fibra no bagaço (%).

Este método supõe que toda a fibra contida na cana é transportada às caldeiras; porém, existem perdas de fibras durante o processo ou mesmo presença de fibras nos fluidos líquidos usados na obtenção do açúcar.

A sobra de bagaço verificada no ensaio foi descontada da vazão de bagaço obtida através da Eq. 5.4.

Os dados foram coletados, na sua maioria, através de um sistema de aquisição de dados em microcomputador, que contou com três registradores marca *Yokogawa* para efetuar a conversão analógica-digital dos sinais recebidos de termopares e transdutores de pressão.

O tempo de duração do teste (tomada de dados) correspondente ao regime estável das caldeiras foi de 33 horas. Este tempo não inclui o tempo requerido para o aquecimento prévio da caldeira e a elevação da pressão do vapor, até atingir o regime permanente.

5.2.1.1 Eficiência: Base PCI e PCS

A eficiência através do método das entradas e saídas, como indicado na Fig. 5.1, pode ser avaliada na base PCI e PCS; no primeiro caso, a eficiência pode ser obtida através da Eq. 5.5. Entanto, na base PCS, usa-se a Eq. 5.6.

$$\eta^I = \left(\frac{\dot{m}_s (h_{s,oc} - h_{w,ic})}{\dot{m}_b \text{ PCI}_b} \right) 100 \quad (5.5)$$

$$\eta^I = \left(\frac{\dot{m}_s (h_{s,oc} - h_{w,ic})}{\dot{m}_b \text{ PCS}_b} \right) 100 \quad (5.6)$$

Onde:

\dot{m}_s Vazão do vapor, na saída da caldeira (kg/s);

$h_{s,oc}$ Entalpia específica do vapor, na saída da caldeira (kJ/kg);

$h_{w,ic}$ Entalpia específica da água, na entrada da caldeira (kJ/kg).

\dot{m}_b Vazão do bagaço na entrada da caldeira (kg/s);

PCI_b : Poder calorífico Inferior do bagaço (kJ/kg);

PCS_b : Poder Calorífico Superior do bagaço (kJ/kg).

Neste trabalho, a eficiência obtida, para o sistema de geração de vapor, foi de 58,08% (em base ao poder calorífico superior PCS) y de 73,94% (em base ao poder calorífico inferior PCI). É importante salientar que as purgas da caldeira, neste sistema, representaram ao redor de 8,6% da vazão total da água alimentada às mesmas.

5.2.2 Eficiência da Caldeira de bagaço – Método do Balanço de Energia

Na literatura, aparecem duas abordagens que aplicam o método do balanço de energia na análise de caldeiras de bagaço; a diferença entre estas propostas é que usam bases de cálculo diferentes: Base PCI – Poder Calorífico Inferior e PCS – Poder calorífico Superior. Estas abordagens foram adaptações de normas de cálculo da eficiência aplicadas às caldeiras de carvão, o qual por ser um combustível sólido apresenta certas características semelhantes ao bagaço.

Na proposta em base PCI , a energia requerida para evaporar a umidade do bagaço, assim como a água formada a partir do seu conteúdo de hidrogênio, é descontada no cálculo do PCI_b .

O uso das bases de cálculo torna-se fundamental, quando combustíveis úmidos como o bagaço de cana é analisado.

A análise desenvolvida neste trabalho é teórica, porém é baseada em medições feitas em planta por membros do grupo de pesquisa. Maiores detalhes das medições realizadas podem ser encontrados em Sanchez-Prieto (2003).

5.2.2.1 Base PCI

Esta abordagem, também recomendada por Beatón e Lora (1991), Baloh e Wittwer, (1995); van der Poel, et al. (1998), e Sanchez-Prieto (2003), é muito comum de ser aplicada na análise das caldeiras de bagaço, e é baseada em trabalhos de Trembovia, et al. (1977) e Parilov e Ushakov (1986) sobre caldeiras de vapor.

Como já foi comentado, nesta abordagem, a energia absorvida para evaporar a água devido ao conteúdo da umidade do bagaço (aproximadamente 50% b.u) e aquela formada pela oxidação do hidrogênio contido no combustível é descontada no cálculo do poder calorífico inferior (PCI).

Assim, a eficiência da caldeira (η_I'') segundo este método será determinada através da Eq.(5.7).

$$\eta_I'' = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7) \quad (5.7)$$

Onde cada termo indica as seguintes perdas de energia:

q_2 : com os gases de exaustão;

q_3 : pela não combustão química;

q_4 : pela não combustão mecânica;

q_5 : ao meio ambiente, através das paredes da caldeira;

q_6 : com as cinzas;

q_7 : pelas purgas nas caldeiras.

A última perda de energia (q_7), normalmente não é considerada na análise da eficiência; porém a inclusão dela permite obter um desempenho mais próximo do real.

O procedimento de cálculo começa definindo alguns parâmetros como o poder calorífico inferior do bagaço. O qual pode ser determinado pela Eq. (3.25); proposta por Hugot (1986).

A entalpia física do combustível ($q_{ph,b}$) pode-se determinar pela Eq. (5.8).

$$q_{ph,b} = c_{pb} \cdot (T_{b,ic} - T_{b,o}), \text{ kJ/kg} \quad (5.8)$$

Onde:

c_{pb} : Calor específico do bagaço (1,76 kJ/kg K), de acordo a IPT (1990);

$T_{b,ic}$: Temperatura do bagaço na entrada da caldeira (°C)

$T_{b,o}$: Temperatura do estado de referência (25 °C)

Assim, a energia disponível do bagaço (q_a) é determinada através da Eq. (5.9).

$$q_a = PCI_b + q_{ph,b} \quad (5.9)$$

q_2 Perda de energia com os gases de exaustão:

Entre todas as perdas de energia, esta é a mais importante. Esta perda é função da temperatura dos gases de exaustão assim como da vazão mássica dos mesmos. Beatón e Lora (1991) consideraram que uma redução da temperatura dos gases de exaustão entre 15 a 20°C produz uma redução de q_2 em 1%. A Eq. (5.10) permite determinar esta perda:

$$q_2 = \frac{\dot{m}_g (h_{g,oc} - h_{g,o})}{\dot{m}_b q_a} \cdot (100 - q_4) \% \quad (5.10)$$

Onde:

\dot{m}_g : Vazão dos gases, na saída da caldeira (kg/s);

$h_{g,oc}$: Entalpia específica dos gases, na saída da caldeira (kJ/kg);

$h_{g,o}$: Entalpia específica dos gases, no estado de referência (kJ/kg);

q₃ Perda de energia pela combustão incompleta devido a causas químicas:

Estas perdas estão relacionadas à formação dos produtos de combustão: CO, H₂, CH₄, assim como de outros produtos resultantes da combustão incompleta. No caso das caldeiras de bagaço a combustão acontece com excesso de ar em níveis importantes, assim foi considerado que a queima do combustível é completa, portanto, esta perda foi desprezada.

q₄ Perda de energia pela combustão incompleta devido a causas mecânicas:

Esta fração das perdas é referida às partículas de combustível não queimadas, que saem misturadas com as cinzas, ou são carregadas pelos gases de exaustão. Usa-se a Eq. (5.11) no cálculo destas perdas, segundo recomendado por Beatón e Lora (1991).

$$q_4 = \left(af_{gr} \cdot \frac{cf_{gr}}{100 - cf_{gr}} + af_{ah} \cdot \frac{cf_{ah}}{100 - cf_{ah}} + af_{wh} \cdot \frac{cf_{wh}}{100 - cf_{wh}} \right) \cdot \frac{327,9 \cdot m_{cinza}}{q_a}, \%$$

(5.11)

Onde:

af_{gr} : Fração do conteúdo total de cinzas do combustível na grelha;

af_{ah} : Fração do conteúdo total de cinzas do combustível no pré-ar;

af_{wh} : Fração do conteúdo total de cinzas do combustível no lavador de gases;

cf_{gr} : Conteúdo de carbono fixo nas cinzas recolhidas na grelha;

cf_{ah} : Conteúdo de carbono fixo retido no pré-ar;

cf_{wh} : Conteúdo de carbono fixo no material separado no lavador de gases.

q₅ Perda de energia ao meio ambiente:

A forma correta de calcular estas perdas deveria ser equacionando todas as trocas de calor por convecção e radiação desde as paredes da caldeira para o meio ambiente. Porém, em termos práticos este trabalho é quase impossível. Para contornar este problema, neste trabalho, foi usada a carta de perdas de energia por Radiação ABMA (ASME PTC 4.1, 1964), para ambas as bases PCI e PCS. Esta carta é apresentada na Fig. 5.3. Nesta figura as perdas de energia estão correlacionadas com a energia recebida pelo vapor na caldeira.

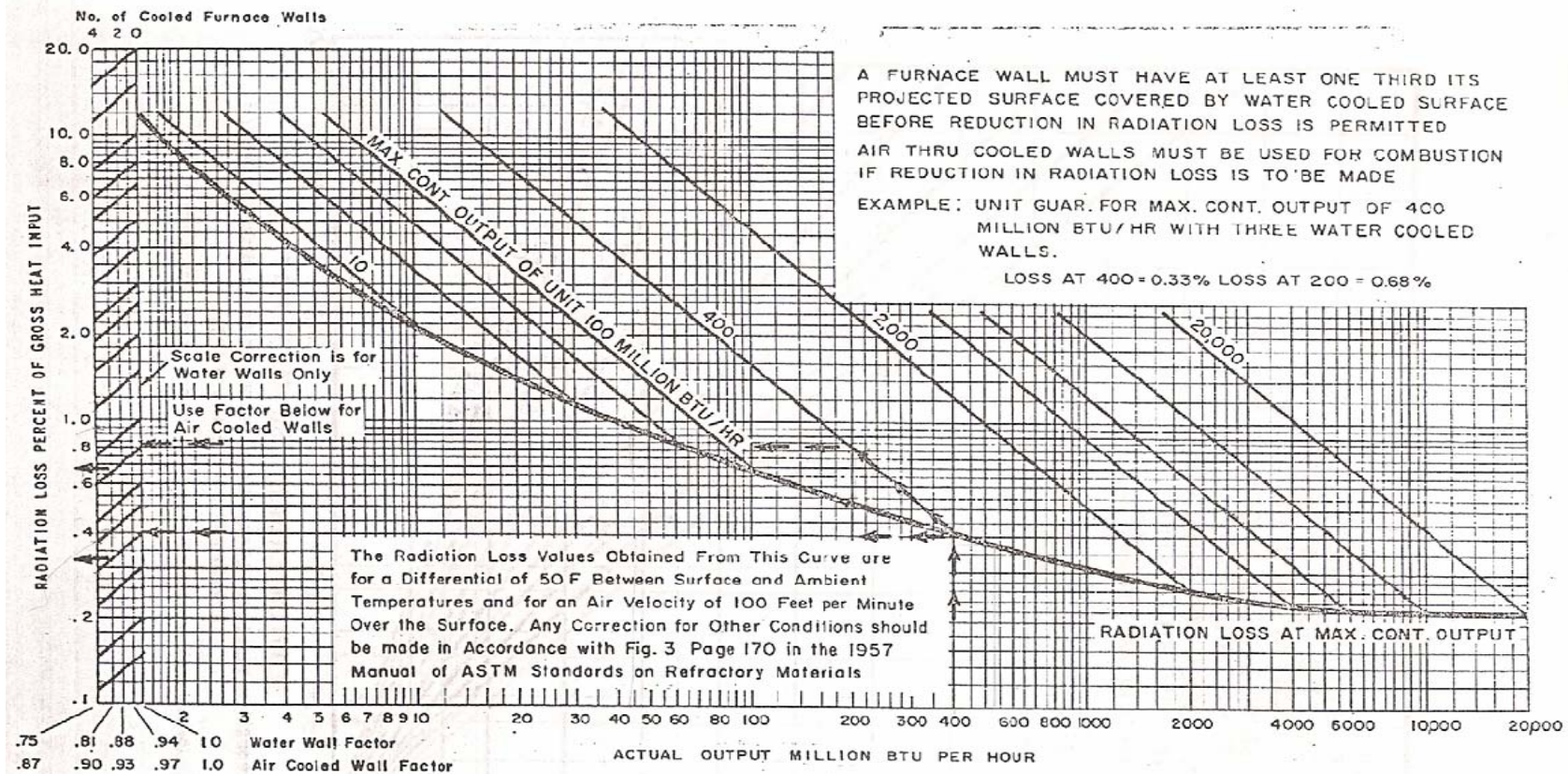


FIG. 8 ABMA STANDARD RADIATION LOSS CHART

To facilitate the use of the major correction which is for air velocity, this correction is included in the Code on Fig. 9, the lower curve of which is the basis of the ABMA curve.

(Published through the courtesy of the American Boiler Manufacturers Association.)

Figura 5.3 Carta de perdas por radiação padrão ABMA (ASME PTC 4.1, 1964)

q₆ Perdas de energia com as cinzas e a escoria:

Acontece devido a que a escoria e as cinzas que são extraídas da fornalha apresentam uma temperatura superior ao meio ambiente. Segundo Beatón e Lora (1991), esta perda é menor do que 0,1% e por tanto pode ser desprezada.

q₇ Perdas de energia pelas purgas da caldeira:

Como já foi comentado, comumente esta perda de energia não é considerada; porém, como na operação normal da caldeira é necessário eliminar os sólidos totais, o qual é realizado através das purgas, esta perda será considerada dentro da análise.

5.2.2.2 Base PCS

Esta abordagem de cálculo tem sido adaptada para a sua aplicação em caldeiras de bagaço a partir da norma ASME PTC 4 (1998). Existem perdas de energia, nesta norma, que foram desconsideradas nesta análise. As perdas de energia consideradas neste trabalho foram selecionadas em base a trabalhos similares, como por exemplo: o do IPT (1990), o de Acosta (1995) e de Sosa-Arno et al. (2006a).

Esta análise usa como base de cálculo o poder calorífico superior do combustível (PCS) e considera as mesmas perdas de energia do que a base PCI, em termos de q₃, q₄, q₅ e q₆, más, com diferente base de cálculo.

Porém, existe uma grande diferença na análise dos gases de exaustão da caldeira. Esta perda, na base PCI, estava representada por q₂ e constituía-se como a maior delas.

Na base PCS este trabalho propõe separar a perda de energia dos gases de exaustão em três partes: perda de energia com os gases secos (q₂^{*}); perda de energia devido à evaporação da água formada a partir do hidrogênio (q₈^{*}) e perda de energia devido à evaporação da umidade contida no bagaço (q₉^{*}).

Assim, a eficiência da caldeira é determinada a partir da soma das perdas indicadas na Eq. (5.12).

$$\eta_2^{\text{II}} = 100 - (q_2^* + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7 + q_8^* + q_9^*) \quad (5.12)$$

Onde as perdas de energia consideradas são:

q_2^* : com os gases secos de exaustão;

q_8^* : devido à evaporação da água formada a partir do hidrogênio;

q_9^* : devido à evaporação da umidade contida no bagaço.

q_3, q_4, q_5, q_6 e q_7 consideradas da mesma forma que na análise anterior, só que agora na base PCS.

Neste caso a energia disponível do combustível (q_a^*) pode ser calculada através da Eq. (5.13).

$$q_a^* = \text{PCS}_b + q_{\text{ph},b} \quad (5.13)$$

Onde:

PCS_b : Poder calorífico superior do bagaço (kJ/kg).

q_2^* **Perda de energia sensível com os gases de exaustão secos:**

Representa a energia contida nos gases secos que saem da caldeira. A Eq. (5.14) permite determinar esta perda.

$$q_2^* = \frac{\dot{m}_{gs}(h_{gs,oc} - h_{gs,o})(100 - q_4)}{m_b q_a^*} \% \quad (5.14)$$

Onde:

\dot{m}_{gs} Vazão dos gases secos (kg/s);

$h_{gs,oc}$ Entalpia específica dos gases secos na saída da caldeira (kJ/kg);

$h_{gs,o}$ Entalpia específica dos gases secos no estado de referência (kJ/kg);

\dot{m}_b Vazão do bagaço (kg/s).

q_3 **Perda de energia pela combustão não completa devido a causas químicas:**

Esta perda de energia foi desprezada, seguindo a recomendação de Beatón e Lora (1991).

q_4 **Perda de energia pelos não queimados devido a causas mecânicas:**

Para o cálculo desta perda foi usada a mesma relação recomendada por Beatón e Lora (1991). Porém, mudando a base de cálculo.

q_5 **Perda de energia ao meio ambiente:**

Como já foi mencionado na determinação desta perda de energia foi usada a carta de perdas de energia por Radiação ABMA (ASME PTC 4.1, 1964).

q_8^* Perda de energia devido à evaporação da água formada a partir do hidrogênio contido no combustível:

Refere-se à energia perdida devido à evaporação da água formada a partir do hidrogênio contido no combustível, que sai com os gases de exaustão da caldeira, Eq. (5.15).

$$q_8^* = \frac{\dot{m}_{vh}(h_{vh,oc} - h_{vh,o})}{\dot{m}_b q_a^*} 100 \quad (5.15)$$

Onde:

\dot{m}_{vh} : Vazão do vapor de água produzida a partir do hidrogênio no combustível (kg/s);

$h_{vh,oc}$: Entalpia específica do vapor de água na saída da caldeira (kJ/kg);

$h_{vh,o}$: Entalpia específica da água no estado de referência (kJ/kg).

q_9^* Perda de energia devido à evaporação da água proveniente da umidade do bagaço:

Refere-se à energia perdida devido à evaporação da água contida inicialmente no bagaço, que sai da caldeira com os gases de exaustão. O conteúdo de umidade no bagaço (u_{bc}) normalmente representa a metade da vazão do combustível que entra na caldeira, quando não é usado o secador. Esta perda pode ser determinada através da Eq. (5.16).

$$q_9^* = \frac{\dot{m}_{vubc}(h_{vubc,oc} - h_{vubc,o})}{\dot{m}_b q_a^*} 100 \quad (5.16)$$

Onde:

\dot{m}_{vubc} Vazão de vapor de água desde o conteúdo de umidade do bagaço (kg/s);

$h_{vubc,oc}$ Entalpia específica do vapor de água na saída da caldeira (kJ/kg);

$h_{vubc,o}$ Entalpia específica da água no estado de referência (kJ/kg).

q₇ Perdas de energia por purgas na caldeira:

Esta perda de energia foi considerada igual a 2%, de acordo a Acosta (1995).

Uma vez aplicado o método do balanço de energia à caldeira de bagaço, e com o valor da eficiência em mãos, é possível determinar a vazão do bagaço usando a Eq. 5.6, já que a vazão do vapor assim como as entalpias específicas do vapor na saída da caldeira e da água na entrada são parâmetros conhecidos.

5.2.3 Outras metodologias para calcular a Eficiência das Caldeiras de bagaço

Na literatura também foi encontrada uma citação a uma metodologia para a determinação das perdas de energia e conseqüentemente da eficiência das caldeiras RETAL, fabricadas em Cuba. Esta metodologia foi resumida no Código Teste industrial para Caldeiras de Bagaço. O uso dela requer apenas 10 horas de testes para avaliar a operação das caldeiras; este tempo é menor do que o requerido por outras metodologias como a ASME e a GOST (Barroso, 2006). Este método foi desenvolvido pelo Centro de Estudos de Combustão e Energia (CECYEN) da Universidade de Matanzas, Cuba.

Embora tenham sido feitos esforços para conseguir a descrição deste método, através de comunicações com Barroso J. e Amaveda H., não foi possível obtê-la.

5.3 Eficiência da caldeira de bagaço, Análise de Segunda Lei

Embora a sua importância, a aplicação da análise de Segunda Lei em caldeiras de bagaço é pouco comum. Da mesma forma que na análise de Primeira Lei, duas metodologias podem ser

aplicadas, na análise de Segunda Lei, às caldeiras de bagaço: (i) Método dos insumos e produtos e (ii) Método do Balanço de Exergia.

5.3.1 Método dos Insumos e Produtos

O equacionamento da eficiência de Segunda Lei, por este método, é relativamente simples, e é baseado no conceito de insumos e produtos, Eq. (5.17). Alguns autores como Baloh e Wittwer (1995) e, Sosa-Arnan e Nebra (2007) têm usado o mesmo conceito neste tipo de análise.

$$\xi^I = \left(\frac{\dot{m}_s (b_{s,oc} - b_{w,ic})}{\dot{m}_b b_b} \right) 100 \quad (5.17)$$

Onde:

- $b_{s,oc}$ Exergia específica do vapor na saída da caldeira (kJ/kg);
- $b_{w,ic}$ Exergia específica da água na entrada da caldeira (kJ/kg);
- b_b Exergia específica do bagaço na entrada da caldeira (kJ/kg);

O cálculo da exergia do bagaço de cana, já foi discutido no capítulo III.

5.3.2 Método do Balanço de Exergia

O método do balanço de exergia tem sido normalmente aplicado às caldeiras que usam o carvão como combustível. Na literatura revisada, apenas um trabalho usando esta metodologia e aplicado a caldeiras de bagaço tem sido encontrado (Cardenas et al. 1994). Este trabalho alocou a destruição de exergia aos seguintes equipamentos: gerador de vapor, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço. Com isto, as irreversibilidades que acontecem no gerador de vapor, tais como as devidas ao processo de combustão, de transferência de calor e de mistura e evaporação da água

proveniente da umidade do bagaço são consideradas em conjunto e a participação de cada uma destas parcelas não é identificada.

O bagaço, a diferença de outros combustíveis apresenta um alto teor de umidade, o qual leva à necessidade de um tratamento diferenciado na sua análise. A Fig. 4.5 no capítulo anterior, apresenta o diagrama considerado na avaliação termodinâmica da caldeira.

É importante frisar que este método de análise de cálculo é uma aproximação teórica dos processos que acontecem na caldeira. Na realidade os processos de combustão do bagaço úmido assim como o da transferência de calor acontecem simultaneamente. Porém, fazendo a separação dos processos pode-se obter maior informação dos fenômenos que acontecem na caldeira. Análises semelhantes tem sido reportadas por Kotas (1995).

Recapitulando o apresentado no Capítulo IV, a análise do processo segue as seguintes etapas: (1) considera-se a combustão adiabática do bagaço seco com ar em condições estequiométricas; processo de combustão. (2) os gases produtos da combustão são usados para evaporar a umidade do bagaço e misturam-se com este vapor de água e com o ar em excesso; este processo é chamado de evaporação e mistura. (3) Esta mistura de gases úmidos fornece energia ao vapor no gerador de vapor (4), à água no economizador (5) e ao ar no pré-aquecedor de ar (6), no processo de transferência de calor. (6) estes gases úmidos fornecem energia ao próprio bagaço para evaporar a sua umidade no processo de secagem. Finalmente, (7) os gases úmidos são misturados no meio ambiente, no volume de controle virtual denominado “chaminé”.

Assim, neste trabalho foram consideradas as seguintes destruições de exergia, as quais acontecem devido à:

- Combustão adiabática do bagaço seco (b_2);
- Mistura e evaporação da umidade do bagaço (b_3);
- Transferência de calor entre os gases e vapor no gerador de vapor (b_4);
- Transferência de calor entre os gases e a água no economizador (b_5);
- Transferência de calor entre os gases e o ar no pré-aquecedor de ar (b_6);

- Secagem do bagaço no secador de bagaço (b_7);
- Mistura dos gases de combustão no meio ambiente (b_8).

No caso das perdas de exergia (b_5 , b_6 e b_7) estas serão consideradas segundo o arranjo do sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão estudado.

Finalmente, a eficiência exergética da Caldeira em base ao balanço de exergia (ξ''), é determinada segundo a Eq. (5.18).

$$\xi'' = 100 - (b_2 + b_3 + b_4 + b_5 + b_6 + b_7 + b_8) \quad (5.18)$$

O detalhe do cálculo de cada um dos termos da equação acima foi apresentado no Capítulo IV.

5.4 Discussão do capítulo

Neste capítulo foram apresentadas as equações para as análises de Primeira e Segunda Lei aplicadas às caldeiras de bagaço, visando avaliar seu desempenho. A análise de Primeira Lei apresenta duas metodologias: O método das entradas e saídas e o método do balanço de energia, o qual pode ser calculado usando duas bases de cálculo: base PCI e PCS. Na análise de Segunda Lei, da mesma forma que no caso da Primeira Lei, duas metodologias podem ser encontradas: O método dos insumos e produtos e o método do balanço de exergia.

A aplicação da análise de Primeira e Segunda lei, pelo método do balanço de energia e exergia, respectivamente permite obter maior informação sobre o desempenho da caldeira identificando os pontos críticos. Isto não é observado através do método das entradas e saídas nem no caso dos insumos e produtos.

No caso do método do balanço de energia, foram analisadas duas abordagens: Base PCI e PCS. A vantagem, na aplicação da proposta que usa como base de cálculo o PCS é que evidencia

o efeito da umidade do bagaço no desempenho da caldeira. Na análise em base ao PCI este efeito fica escondido, já que é descontado no cálculo do poder calorífico inferior (PCI_b). Diversos pesquisadores, entre eles: Acosta (1995); Sosa-Arno et al. (2006a); Sosa-Arno e Nebra (2006b); Sosa-Arno e Nebra (2007) e Rein (2007); recomendam o uso desta proposta na análise de caldeiras de bagaço.

A análise de Segunda Lei é uma ferramenta muito poderosa e pode ser aplicada às caldeiras de bagaço. Uma metodologia de cálculo, que usa o balanço exergético, foi desenvolvida neste trabalho e aplicada à caldeira de bagaço. Desta maneira as perdas de exergia foram associadas aos processos de: combustão adiabática do bagaço seco com ar em condições estequiométricas, mistura e evaporação, transferência de calor, secagem do bagaço e mistura dos gases no meio ambiente. O diferencial desta metodologia é que permite visualizar o efeito da umidade do bagaço no processo de evaporação e mistura do vapor proveniente da umidade do bagaço, que acontece no gerador de vapor.

Através da análise de Segunda Lei podemos observar as principais causas que contribuem à destruição de exergia no processo, estas não podem ser observadas a partir da análise de Primeira Lei, já que as principais perdas de exergia não têm equivalentes no balanço de energia.

Outro aspecto importante é que através da análise de Segunda Lei o efeito do aumento dos parâmetros de pressão e temperatura na eficiência da caldeira pode ser observado. Este efeito passa despercebido na análise de Primeira Lei.

Assim, a aplicação da análise de Primeira Lei às caldeiras de bagaço resulta insuficiente no estudo do desempenho das mesmas, sendo necessário aplicar a análise de Segunda Lei, através da qual maior informação e de melhor qualidade será obtida. Esta reflexão é muito importante já que seleciona as ferramentas de análise que serão aplicadas aos sistemas de recuperação de energia dos gases de exaustão estudados neste trabalho.

Capítulo 6

Resultados e Discussões

Neste capítulo foi aplicada a metodologia de cálculo desenvolvida no capítulo V, através da qual o desempenho termodinâmico, análise de primeira e segunda lei, assim como o custo do sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão da caldeira e sua redução foram determinados.

Este capítulo começa com a validação dos parâmetros termodinâmicos, pressão, temperatura e vazões dos fluidos de uma caldeira de bagaço, obtidos a partir de um programa desenvolvido no software EES com os correspondentes dados industriais fornecidos por um fabricante nacional de caldeiras de bagaço.

Seguidamente são apresentados e discutidos os parâmetros termodinâmicos simulados correspondentes aos quatro casos do sistema de geração de vapor estudados neste trabalho e definidos no capítulo IV.

Os resultados da análise de Primeira e Segunda Lei dos sistemas de geração de vapor são discutidos e comparados entre eles e confrontados com dados da literatura. O custo do SREG destes sistemas também foi determinado e comparado com dados fornecidos por um fabricante de caldeiras.

Finalmente foi realizada a redução do custo do SREG para os quatro casos do sistema de geração de vapor estudados; estes resultados foram comparados e discutidos, considerando-se também o seu impacto no desempenho termodinâmico da caldeira.

6.1 Validação do programa de cálculo

Visando à confiabilidade dos resultados obtidos através de um programa desenvolvido no *software* EES, estes foram comparados com dados industriais, fornecidos por um fabricante nacional de caldeiras.

Estes dados abrangem os parâmetros termodinâmicos de pressão temperatura e vazões dos fluidos: água, gases, ar e bagaço, assim como as variáveis do desempenho termodinâmico da caldeira.

A caldeira de bagaço usada para validação apresenta 2 tubulões, com uma produção de vapor de 200 t/h a 6,5MPa e 500°C; e o seu sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão SREG é composto por um Economizador de alta temperatura, um Pré-Ar e um Economizador de baixa temperatura.

A tabela 6.1 apresenta os dados industriais e os dados obtidos a partir da simulação realizada. Nela pode ser observado que os dados simulados apresentaram um bom ajuste com os dados industriais. O esquema desta caldeira é apresentado na Fig. 6.1.

Assim, o programa desenvolvido neste trabalho mostrou-se confiável e satisfatório, já que reflete com boa aproximação as condições reais da caldeira.

Secador de bagaço:

O projeto escolhido, neste trabalho, foi um híbrido entre o sistema que usa a usina Ñuñorco (Argentina) e o que usava a usina Cruz Alta (Brasil). Desta maneira foram considerados (08) ciclones e (04) dutos pneumáticos. Onde cada duto pneumático alimenta dois ciclones, que operam em paralelo. Também, cada ciclone alimenta uma entrada de bagaço à caldeira (Fig. 4.13).

Foi considerado que a secagem acontece apenas no duto pneumático e que o ciclone cumpre a função de coletar os sólidos e de homogeneizar a umidade das partículas. Porém, na literatura podem ser encontrados trabalhos que recomendam o ciclone como um secador, Nebra (1985). O modelo usado no cálculo térmico do ciclone é simplificado; contudo, parâmetros como o tempo de residência das partículas no duto pneumático apresentou boa concordância com dados industriais, ao redor de 2,8s, de acordo a Paz (2006).

Tabela 6.1 Dados industriais e simulados da Caldeira (200 t/h, 6,5MPa e 500°C)

FORNALHA	Unidade	Dados Fabricante	Dados Simulados
Consumo de bagaço de cana	kg/s	25	24,78
Umidade do bagaço de cana (w.b) (*)	%	50	50
Vazão do ar	Kg/s	95	95,05
ECONOMIZADOR DE ALTA TEMPERATURA (HT)			
Temperatura da água na entrada ao economizador HT	°C	135	138,7
Temperatura da água na saída do economizador HT	°C	160	172,6
Vazão da água na entrada do economizador HT	kg/s	56	56
Pressão da água na entrada ao economizador HT (*)	MPa	6,9	6,9
Temperatura dos gases na entrada do economizador HT (*)	°C	400	400,9
Temperatura dos gases na saída do economizador HT (*)	°C	340	340
Vazão dos gases na entrada do economizador HT	kg/s	121	119,8
PRE AR			
Temperatura do ar na entrada do pré-ar (*)	°C	30	30
Vazão do ar na entrada do pré-ar	kg/s	95	95,05
Temperatura dos gases na entrada do pré-ar	°C	340	340
Temperatura dos gases na saída do pré-ar	°C	200	200
Vazão dos gases na entrada do pré-ar	kg/s	121	119,8
ECONOMIZADOR DE BAIXA TEMPERATURA (LT)			
Temperatura da água na entrada ao economizador LT (*)	°C	120	120
Temperatura da água na saída do economizador LT	°C	135	138,7
Vazão da água na entrada do economizador LT	kg/s	56	56
Pressão da água na entrada ao economizador LT (*)	MPa	7,2	7,2
Temperatura dos gases na entrada do economizador LT (*)	°C	200	200
Temperatura dos gases na saída do economizador LT (*)	°C	165	165
Vazão dos gases na entrada do economizador LT	kg/s	121	119,8

* Valores assumidos no cálculo.

6.2 Sistemas de geração de vapor analisados

Os sistemas de geração de vapor estudados neste trabalho são apresentados nas Fig. 6.1, 6.2, 6.3 e 6.4.

Os sistemas apresentados na Fig. 6.3 e 6.4, casos III e IV, a diferença dos apresentados na Fig. 6.1 e 6.2, casos I e II, não são usados atualmente nas caldeiras de bagaço brasileiras, mas as vantagens que estes apresentam os tornam alternativas interessantes. O uso do sistema de geração de vapor, caso IV, fica limitado a caldeiras de altos parâmetros de pressão e temperatura (maiores ou iguais a 6,5MPa e 480°C), enquanto o caso III poderia ser usado em caldeiras que operam em parâmetros de pressão e temperatura maiores e iguais a 2MPa e 300°C.

Os pontos de entrada e saída dos volumes de controle são indicados com números. Através destes serão identificados os valores dos fluxos, Tabela 6.2.

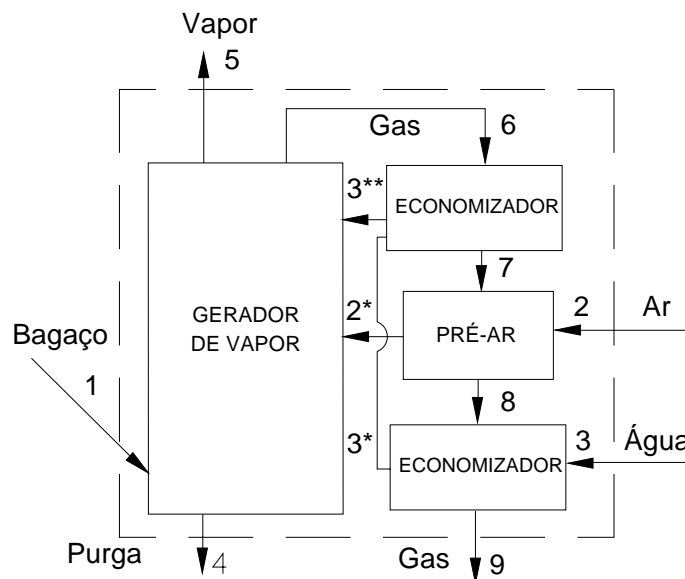


Figura 6.1 Sistema composto pelo Gerador de vapor, Economizador I, Pré-ar e Economizador II – Caso I.

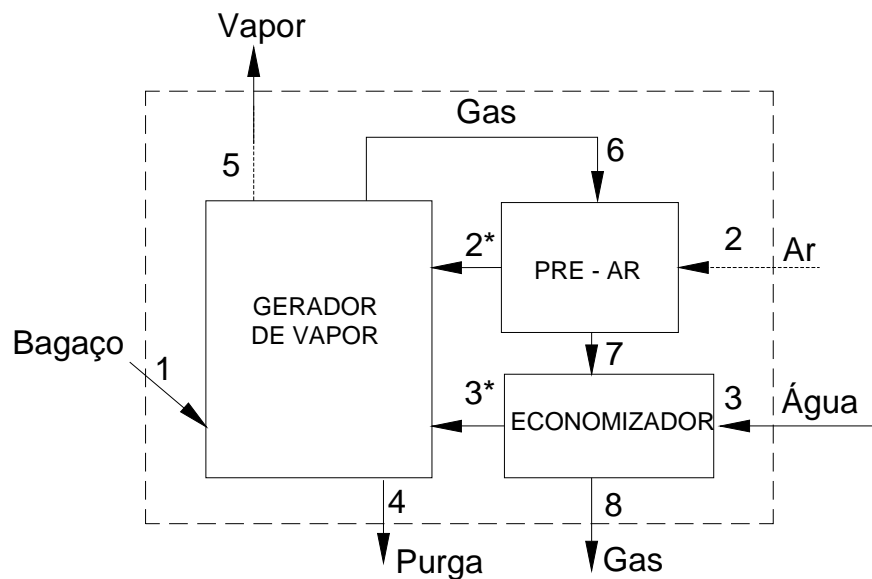


Figura 6.2 Sistema composto pelo Gerador de vapor, Pré-ar e Economizador – Caso II.

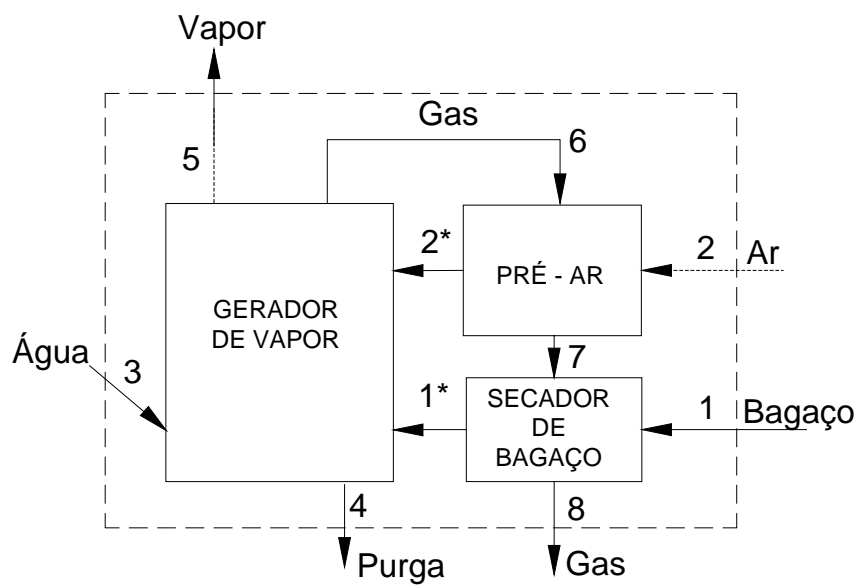


Figura 6.3 Sistema composto pelo Gerador de vapor, Pré-ar e Secador – Caso III.

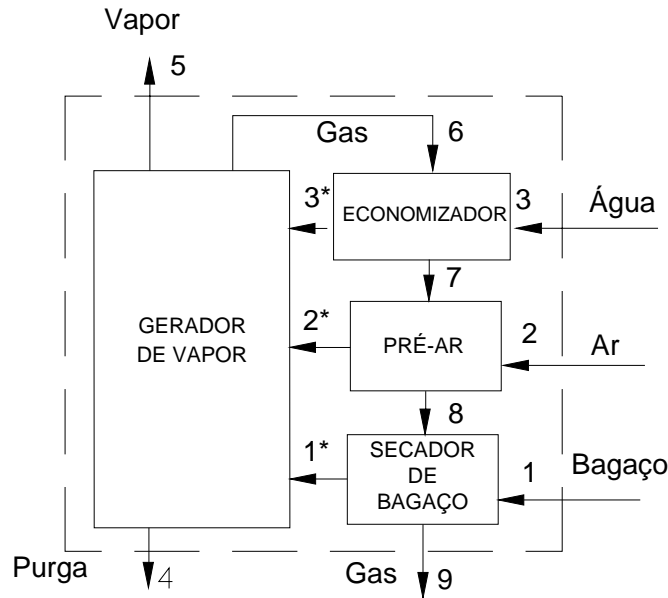


Figura 6.4 Sistema composto pelo Gerador de vapor, Economizador, Pré-Ar e Secador de bagaço – Caso IV.

6.3 Dados termodinâmicos dos sistemas de geração de vapor

Na tabela 6.2 são apresentados os parâmetros termodinâmicos dos sistemas de geração de vapor, casos I, II, III e IV, correspondentes a uma caldeira de bagaço que produz 200 t/h de vapor a 6,5MPa e 500°C, e cuja umidade de bagaço é reduzida até 35% b.u.

Nesta tabela pode ser observado que foi adotado o mesmo valor de temperatura dos gases na saída da caldeira, para os casos I e II (165°C); os principais fabricantes de caldeiras nacionais, Equipalcool, Dedini, Caldema e Sermateq, projetam suas caldeiras nesta faixa de temperaturas (155 - 165°C); porém na prática muitas caldeiras operam com temperaturas maiores, na saída dos gases. Nos sistemas de geração de vapor, casos III e IV, para a temperatura dos gases na saída da caldeira foi adotado o mesmo valor (74,55°C). O uso do secador de bagaço, nestes casos, permite atingir temperaturas dos gases de exaustão menores do que os sistemas que possuem economizador ou pré-ar, casos III e IV. Algumas usinas, cujas caldeiras possuem secadores de bagaço como: Nuñorco e Leales em Tucumán – Argentina, estão operando nesta faixa de temperaturas.

Outro aspecto importante é a redução da vazão dos gases de exaustão, nos casos III e IV com relação aos casos I e II; ao redor de 18%. O qual acontece devido á redução da umidade do bagaço; uma vez que este parâmetro define a quantidade do ar em excesso.

Também pode ser observado que nos sistemas III e IV a vazão do bagaço requerido para a produção de vapor da caldeira (200 t/h de vapor a 6,5MPa e 500°C) é menor do que nos sistemas I e II. Isto acontece devido à maior eficiência nestes sistemas, os quais conseguem aproveitar melhor a energia dos gases de exaustão.

Tabela 6.2 Dados Termodinâmicos dos Sistemas de geração de vapor, Casos I, II, III e IV, da caldeira de 200 t/h de vapor em 6,5MPa e 500°C.

Fluxo	Temperatura [°C]				Pressão [MPa]				Vazão [kg/s]			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV
1	35	35	35	35	1	1	1	1	24,78	24,78	22,96	22,96
1*	-	-	74,55	74,55	-	-	1	1	-	-	17,52	17,52
2	30	30	30	30	1	1	1	1	95,02	95,02	75	75
2*	235,2	240,2	288,3	147,5	1	1	1	1	95,02	95,02	75	75
3	120	120	120	120	72	72	69	72	60,64	60,64	60,3	60,3
3*	138,7	170,8	-	165,4	70	69	-	69	60,64	60,64	-	60,3
3**	172,6	-	-	-	69	-	-	-	60,64	-	-	-
4	280,9	280,9	280,9	280,9	65	65	65	65	5,08	5,08	4,74	4,74
5	500	500	500	500	65	65	65	65	55,56	55,56	55,56	55,56
6	400,9	400,9	400,9	400,9	1	1	1	1	119,8	119,8	97,96	97,96
7	340	260	215	300	1	1	1	1	119,8	119,8	97,96	97,96
8	200	165	74,55	215	1	1	1	1	119,8	119,8	97,96	97,96
9	165			74,55	1			1	119,8			97,96

*I, II, III e IV, representam os casos dos sistemas de geração de vapor considerados.

6.4 Análise de Primeira e Segunda Lei dos Sistemas de geração de Vapor

As Figs. 6.5 e 6.6 apresentam, através dos diagramas de Sankey, as perdas de energia do sistema de geração de vapor correspondente ao caso I, em Base PCI e PCS. Na análise, base PCI (Fig. 6.5), pode ser observada que a maior parcela das perdas de energia corresponde aos gases de exaustão da chaminé ($q_2=10,21\%$), sendo as outras parcelas menores.

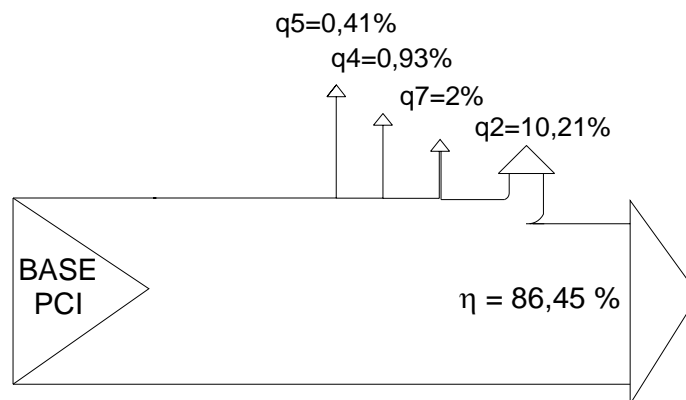


Figura 6.5 Diagrama de Sankey: Caso I - Base PCI

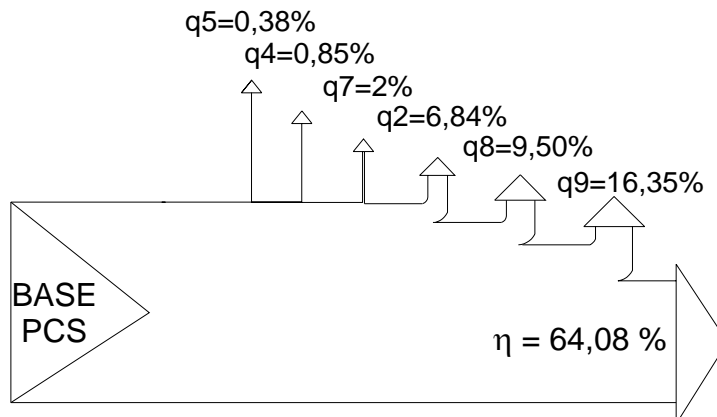


Figura 6.6 Diagrama de Sankey: Caso I - Base PCS

Na análise em base ao PCS (Fig. 6.6) a maior parcela de perda de energia corresponde à evaporação da água contida no bagaço ($q_9=16,35\%$) e a formada a partir do conteúdo de hidrogênio no combustível ($q_8=9,50\%$). Este efeito fica escondido no cálculo em base ao PCI, já que estes valores são descontados no cálculo do poder calorífico inferior do bagaço.

A análise de Primeira Lei, base PCI e PCS, do sistema de geração de vapor caso II, apresenta as mesmas características do que no caso I. Isto acontece devido a que a temperatura assumida para os gases de exaustão da caldeira, em ambos os casos, são as mesmas (165°C).

A eficiência, em base ao PCI ($\eta=86,45\%$), obtida através do programa de simulação desenvolvido neste trabalho, apresenta boa concordância com os valores reportados pelos fabricantes nacionais para este tipo de caldeiras de bagaço, Dedini ($\eta=87,9\%$) e Caldema ($\eta=85\%$).

A Fig. 6.7 e 6.8 apresenta as perdas de energia do sistema de geração de vapor caso III, em base PCI e PCS, respectivamente. Na análise em base PCI, Fig. 6.7, pode ser observado que as perdas de energia são pequenas, a maior delas corresponde aos gases de exaustão da caldeira ($q_2=3,36\%$). Na análise em base PCS, Fig. 6.10, as maiores perdas de energia corresponde à evaporação da umidade do bagaço ($q_9=15,30\%$) e da água formada a partir do hidrogênio no combustível ($q_8=8,89\%$), respectivamente.

O sistema de geração de vapor, caso IV, apresenta as mesmas perdas de energia e, portanto, de eficiências em base PCI e PCS, do que o caso III. Isto acontece devido a que a temperatura dos gases de exaustão da caldeira, em ambos os sistemas, são as mesmas. Os valores destas eficiências resultaram maiores do que as correspondentes obtidas nos casos I e II, devido à menor temperatura dos gases de exaustão nos casos III e IV. A eficiência da caldeira, em base PCS, apresentou boa concordância com a reportada na literatura por Maranhão (1986), o qual considerou que a caldeira, que opera com pré-aquecedor de ar e secador de bagaço, pode atingir a eficiência de $\eta=69,3\%$, (neste caso o pré-ar e o secador de bagaço operaram em arranjo paralelo a diferença dos casos III e IV que operam em arranjo seqüencial).

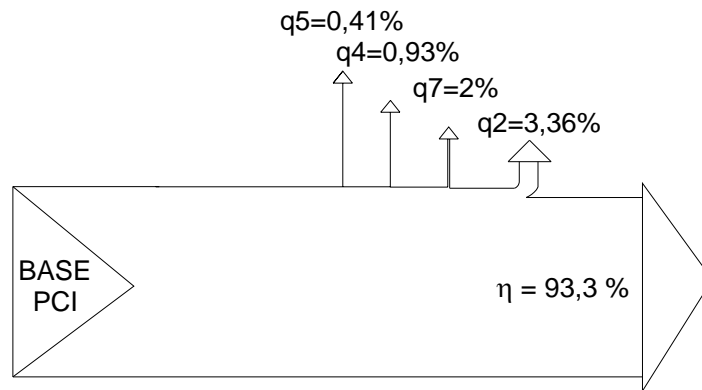


Figura 6.7 Diagrama de Sankey: Caso III - Base PCI

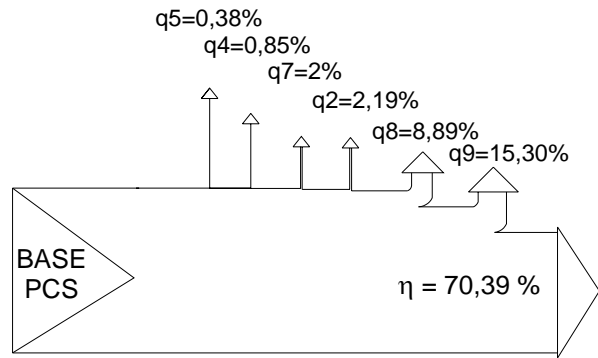


Figura 6.8 Diagrama de Sankey: Caso III - Base PCS

A Tab. 6.3 mostra as eficiências de primeira lei, base PCI e PCS, e de segunda lei, insumos e produtos, para três níveis de pressão da caldeira de bagaço de 200 t/h de vapor (2MPa e 300°C; 6,5MPa e 500°C e 12MPa e 520°C). Observa-se que na análise de Primeira Lei, base PCI e PCS, as eficiências mantiveram-se constantes com o aumento dos níveis de pressão e temperatura do vapor produzido na caldeira de bagaço, enquanto permaneceram iguais as temperaturas de saída dos gases de escape. No entanto, a eficiência de Segunda Lei aumentou à medida que os níveis de pressão e temperatura da caldeira aumentaram, evidenciando as limitações da análise de Primeira Lei e a necessidade da aplicação da análise de Segunda Lei nas caldeiras de bagaço de cana.

Tabela 6.3 Eficiências de Primeira e de Segunda Lei para diferentes níveis de pressão e temperatura do vapor

Eficiência					η				ξ			
					[%]				[%]			
					PCI				PCS			
SRGE	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV
1*	86,5	86,5	93,3	93,3	64,1	64,1	70,4	70,4	25,7	25,7	27,3	27,3
2**	86,5	86,5	93,3	93,3	64,1	64,1	70,4	70,4	30,2	30,2	32,1	32,1
3***	86,5	86,5	93,3	93,3	64,1	64,1	70,4	70,4	31,9	31,9	34	34

*2MPa e 300°C, **6,5MPa e 500°C e *** 12MPa e 520°C

Outro aspecto importante é o aumento da eficiência de Segunda Lei para o mesmo nível de pressão e temperatura do vapor, nos casos III e IV com relação aos casos I e II. Dito aumento resultou ao redor de 2%. Isto aconteceu devido ao maior desempenho termodinâmico destes sistemas com relação aos casos I e II. Assim uma caldeira que produz vapor em 6,5MPa e 500°C usando o arranjo sugerido nos casos III e IV teria um desempenho igual do que uma caldeira que produz vapor a 12MPa e 520°C e que usa um arranjo correspondente aos casos I e II.

O balanço de exergia também foi aplicado aos sistemas de geração de vapor correspondente aos casos I, II, III e IV. A Fig. 6.9 e 6.10 mostra o diagrama de *Grasmam* correspondente aos casos I e II, respectivamente. A maior parcela de destruição de exergia foi devida à combustão adiabática do bagaço seco ($b_2 = 27,28$ e $27,21\%$). Seguidamente, encontrou-se a destruição de exergia devido à transferência de calor no gerador de vapor ($b_4=17\%$), a devida à mistura ($b_3=12,67\%$) e a devida à mistura dos gases no meio ambiente ($b_8=10,48$). As outras parcelas devidas à transferência de calor no pré-ar e no economizador foram menores ou iguais a 2%.

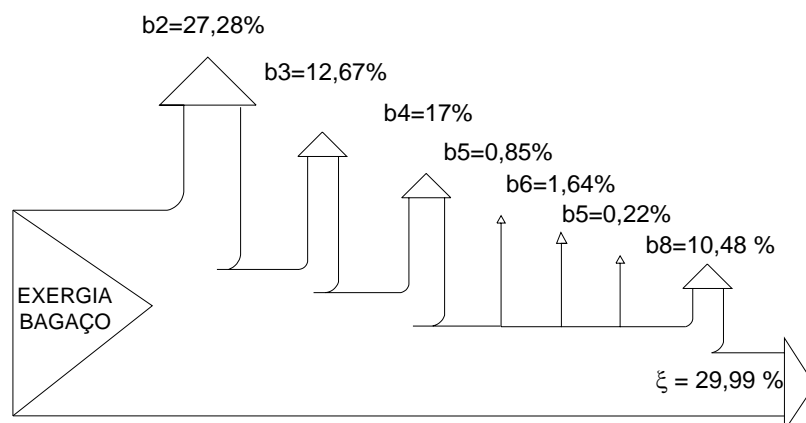


Figura 6.9 Diagrama de Grasmam – Caso I

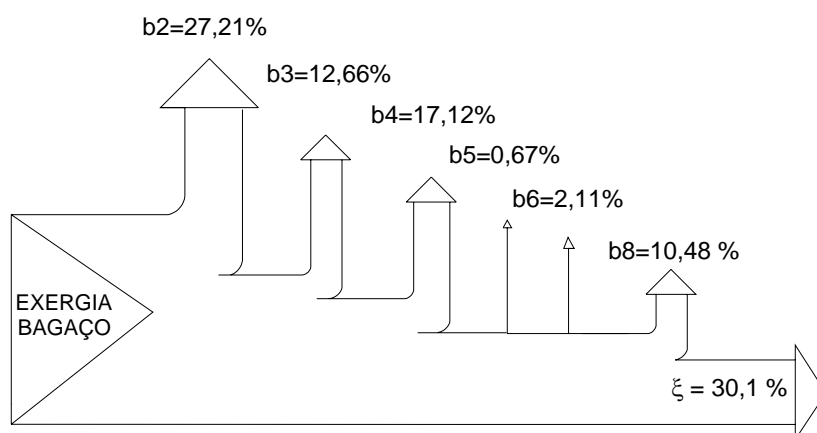


Figura 6.10 Diagrama de *Grasmam* – Caso II

A Fig. 6.11 e 6.12 mostram o diagrama de *Grasmam* para os casos III e IV, respectivamente. Assim como nos casos I e II, a maior parcela de destruição de exergia foi representada pela combustão adiabática do bagaço seco (b_2), cujos valores são: 26,6 e 28,62%, respectivamente. Seguidamente, encontra-se a devida à transferência de calor no gerador de vapor (b_4), cujos valores são: 22,84% e 19,9%, respectivamente. Depois, a devida à mistura dos gases no meio ambiente ($b_8=9,1\%$) e a devida à mistura (b_3), cujos valores são: 7,17% e 7,45%, respectivamente. As outras parcelas devidas à transferência de calor no pré-ar e no economizador e pela secagem de bagaço foram menores do que 2%.

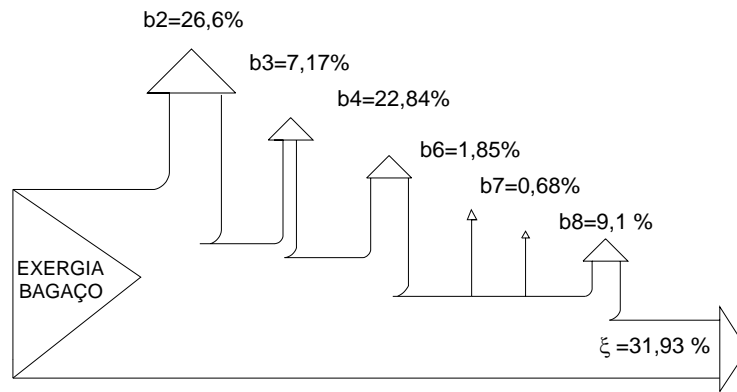


Figura 6.11 Diagrama de Grasmam – Caso III

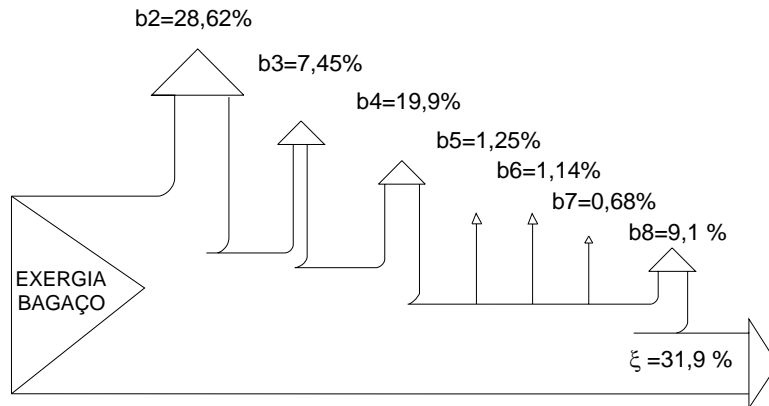


Figura 6.12 Diagrama de Grasmam – Caso IV

A continuação apresenta-se a análise da destruição de exergia com a variação da temperatura dos gases na entrada e na saída do pré-aquecedor de ar ($T_{g,7}$).

A Fig. 6.13 e 6.14 apresenta o comportamento da destruição de exergia com a temperatura dos gases na entrada (Caso I) e saída (Caso II) do pré-aquecedor de ar ($T_{g,7}$).

A maior parcela de destruição de exergia foi devido à combustão adiabática do bagaço (b_2) e varia na faixa de 26 a 31%. A seguir encontra-se a devida à transferência de calor no gerador de vapor (b_4) (variando de 13 a 19%), a devida à mistura (b_3) que varia de 12,5 a 13,4%, a devida à mistura dos gases no meio ambiente (b_8) foi constante é igual a 10,48%. As outras parcelas

correspondentes à transferência de calor no pré-aquecedor de ar e no economizador resultaram menores do que 2%; ($T_{g,7}$ variou desde 200 a 400°C).

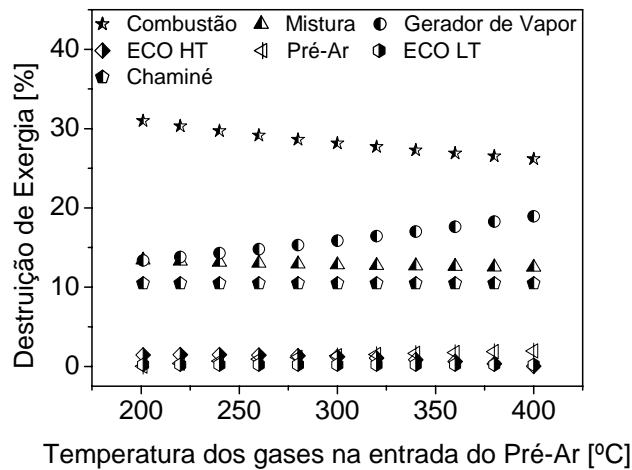


Figura 6.13 Destruição de Exergia: Caso I

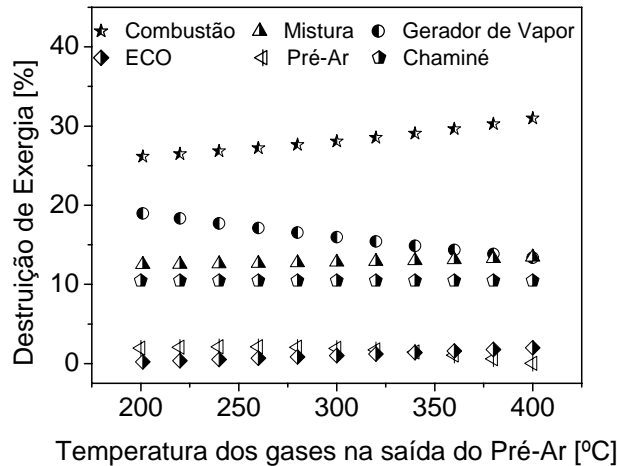


Figura 6.14 Destruição de Exergia: Caso II

A Fig. 6.15 e 6.16 apresenta o comportamento das parcelas de destruição de exergia com a temperatura dos gases na entrada e na saída do pré-ar, para os casos III e IV respectivamente.

Nestes casos também a maior parcela de destruição de exergia é representada pela combustão do bagaço (b_2), a qual variou entre 25 e 27%. No caso das caldeiras de carvão a destruição de exergia pela combustão é de 28,12%, segundo Lozano (1987). A seguir tem-se a devida à transferência de calor no gerador de vapor (b_4), cujos valores variam entre 22 e 23%. Esta destruição de exergia em caldeiras de carvão constitui-se em 20,28%. A devida à “mistura” (b_3) varia entre 7 e 10%, e a devida à mistura dos gases no meio ambiente (b_8) varia entre 9.1% e 9.2%. Esta última é igual a 7,52%, em caldeiras de carvão, segundo Lozano (1987).

As parcelas de destruição de exergia devidas à transferência de calor no economizador, pré-aquecedor de ar e à secagem do bagaço são menores do que 2%.

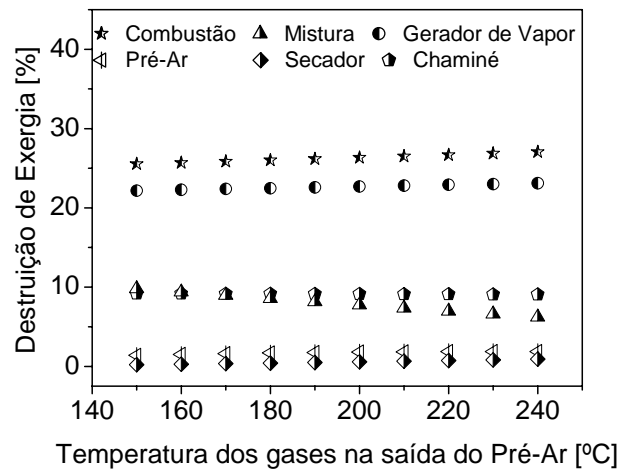


Figura 6.15 Destruição de Exergia: Caso III

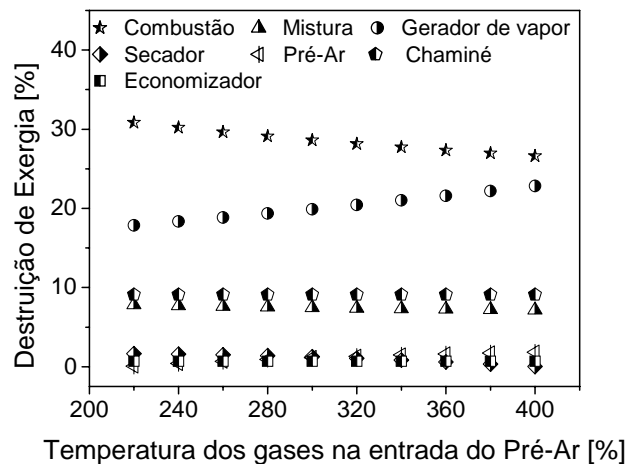


Figura 6.16 Destruição de Exergia: Caso IV

Nas Fig. 6.13, 6.14 e 6.16 observa-se que o aumento ou diminuição da destruição de exergia devida à combustão do bagaço (b_3) produz um efeito contrário na destruição de exergia devido à transferência de calor no gerador de vapor (b_4). Isto aconteceu devido a que quando maior energia dos gases de combustão é transferida ao ar, no pré-aquecedor de ar, o aporte de energia do ar na combustão será maior reduzindo assim a destruição de exergia neste processo. Porém, isto significará que menor quantidade de energia será transferida à água, no economizador e, portanto, maior energia será requerida para o aquecimento e mudança de fase da água no gerador de vapor aumentando a parcela de destruição de exergia neste processo.

Nos casos III e IV podem ser observados menores valores de destruição de exergia devido à “mistura” (b_3) do que nos casos I e II, devido à secagem do bagaço. Isto também se traduz no aumento das irreversibilidades do processo de transferência de calor no gerador de vapor. Esta vantagem dos casos III e IV sobre I e II poderia ser aproveitada para produzir maior quantidade de vapor na caldeira ou reduzir o consumo de combustível. Este é um efeito muito importante da secagem de bagaço já que aumenta a capacidade de geração de vapor da caldeira. Este efeito foi observado, em termos práticos, depois de uma parada na produção, onde o bagaço tem reduzido a sua umidade devido ao aquecimento solar. Por exemplo, nestas condições o bagaço pode atingir ao redor de 25% de umidade (b.u). Quando este bagaço é queimado na caldeira, a cor da chama muda e a temperatura do vapor aumentam, atingindo um valor superior à temperatura de operação do vapor padrão sendo necessário nesse momento reduzir a alimentação do bagaço para controlar a temperatura do vapor na caldeira. Esta situação operacional tem sido evidenciada na usina San Jacinto (Perú), de acordo a Rodriguez (2007).

A Fig. 6.17 mostra a temperatura dos gases ao longo dos processos que acontecem na caldeira, para os quatro casos estudados neste trabalho. No processo de combustão adiabática do bagaço seco, casos I, II, III e IV, a temperatura dos gases apresenta valores próximos (2110 – 2195°C), os quais variam suavemente em função da energia transferida pelo ar. Esta temperatura apresenta boa concordância com os dados reportados por Ebeling e Jenkins (1985) e Demirbas (2002), os quais reportaram um valor da temperatura da chama adiabática do bagaço de 2064°C. A diferença com a temperatura simulada neste trabalho pode ser justificada pela a energia aportada pelo ar, já que na simulação deste trabalho foi assumida a utilização do ar pré-aquecido.

No processo de “mistura” evidencia-se o efeito da secagem nos casos III e IV, as temperaturas finais dos gases de combustão resultaram: 1639°C e 1558°C, respectivamente, muito maiores do que as correspondentes aos casos I e II, 1337°C e 1340°C, respectivamente.

No processo de transferência de calor, no gerador de vapor, a temperatura de saída dos gases foi assumida como sendo a mesma nos quatro casos $T_{g,6}=400,9^{\circ}\text{C}$, em base a valores medidos no campo.

As temperaturas indicadas como “COM” e “MIS”, correspondem a idealizações dos processos.

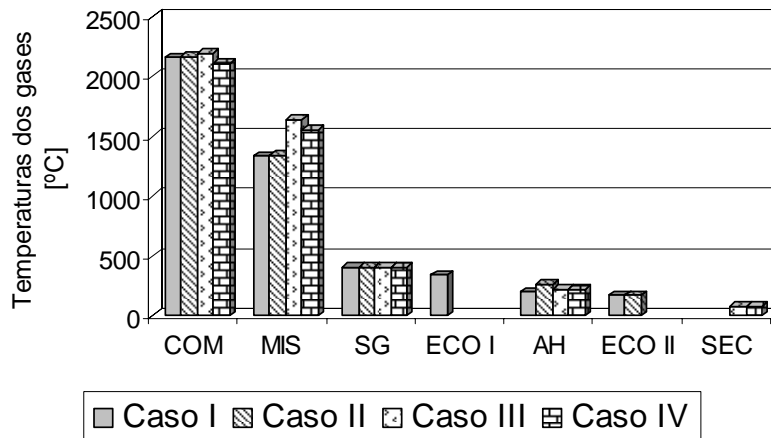


Figura 6.17 Temperatura dos gases ao longo do percurso na caldeira, para os casos I, II, III e IV.

A irreversibilidade gerada nos equipamentos, gerador de vapor (SG), Economizador de alta temperatura (ECO I), Pré-aquecedor de ar (AH), Economizador de baixa temperatura (ECO II), secador (SEC) e chaminé (CHA), é apresentada na Fig. 6.18. Como pode ser observada nesta figura, a maior parcela de irreversibilidade aconteceu no gerador de vapor devido aos processos de combustão, de evaporação da umidade do bagaço e sua mistura com o ar em excesso e de transferência de calor. A seguir encontra-se o equipamento virtual, chaminé, onde os gases são misturados no meio ambiente; e finalmente tem-se o economizador, o pré-aquecedor de ar e o secador de bagaço; os quais apresentam menores irreversibilidades.

A irreversibilidade gerada na chaminé foi calculada considerando um volume de controle virtual no qual, os gases de escape são levados até um equilíbrio físico e químico com o meio ambiente.

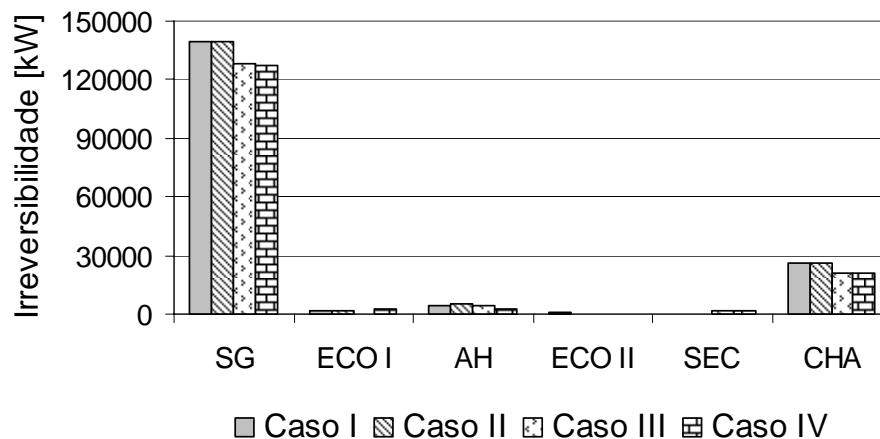


Figura 6.18 Irreversibilidades nos equipamentos dos Casos I, II, III e IV.

*SG: Gerador de vapor; ECO I: Economizador de alta temperatura; AH: Pré-Ar; ECO II: Economizador de baixa temperatura; SEC: Secador e CHA: Chaminé.

A geração de irreversibilidade no processo de combustão é difícil de ser reduzida, o pré-aquecimento do ar é uma alternativa, porém o custo envolvido no aumento da área de troca térmica no pré-aquecedor de ar é alto. De outro lado, quando os gases de exaustão que saem do gerador de vapor são imediatamente usados no pré-aquecimento do ar, a água que sai do economizador não apresentará uma temperatura alta o qual aumentará a parcela de irreversibilidade na transferência de calor no gerador de vapor. Outro aspecto é que o economizador é um equipamento que requer menor área de troca térmica do que o pré-aquecedor de ar para transferir a mesma quantidade de energia, sendo por tanto o seu custo menor.

Uma outra possibilidade de reduzir as irreversibilidades na caldeira é reduzir a parcela correspondente à evaporação e mistura da água contida no bagaço (b_3), isto poderia ser realizado através da redução da umidade do bagaço antes de este ser queimado na fornalha. O uso dos gases de exaustão, em baixa temperatura, para esta finalidade torna-se uma alternativa atrativa.

6.5 Custo do sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão

Antigamente, as caldeiras apresentavam vários passes, no lado dos gases, no feixe convectivo, o qual diminuía a temperatura dos gases de exaustão na saída do gerador de vapor ($T_{g,8}$). Porém, o desgaste dos tubos foi tão grande que os fabricantes de caldeiras mudaram a filosofia do projeto das mesmas. Atualmente, as caldeiras de bagaço apresentam apenas um passe no feixe convectivo fazendo que os gases saiam do gerador de vapor em uma temperatura alta. Outro aspecto é o aumento dos parâmetros de geração de vapor, o qual traz concomitantemente o aumento de ($T_{g,8}$), comprometendo desta maneira a adequada alocação de equipamentos que sejam capazes de recuperar a energia dos gases visando um *trade-off* entre o desempenho da caldeira e custo do sistema recuperador de energia dos gases.

O custo do sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão SREG, da caldeira descrita na Tab. 6.1, informado pelo fabricante nacional de caldeiras foi de R\$ 1.535.000 e o custo calculado a partir da simulação realizada foi de R\$ 1.518.448, o qual mostra uma boa concordância do modelo desenvolvido.

A Tab. 6.4 mostra o custo do SREG para os quatro casos dos sistemas de geração de vapor estudados. Nela pode ser observada que o maior custo foi representado pelo caso I, seguido pelos casos II, III, e finalmente o IV, o qual representa quase a metade o custo do sistema de recuperação de energia correspondente ao caso I. Também pode ser observado que o custo do pré-aquecedor de ar foi muito maior do que os correspondentes ao economizador e ao secador de bagaço.

Tabela 6.4 Custo do sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão dos sistemas de geração de vapor, casos I, II, III e IV.

Casos	ECO I	AH	ECO II	SECADOR	Custo Total	Custo Total
	[US\$]	[US\$]	[US\$]	[US\$]	[US\$]	[R\$]
I	59926	573129	126169		759224	1518448
II		429032	285013		714045	1428090
III		547930		149020	696950	1393900
IV	81618	201594		149020	432232	864464

*ECO I: Economizador de alta temperatura; AH: Pré-Ar; ECO II: Economizador de baixa temperatura. Taxa de câmbio: 2.

O custo do pré-aquecedor de ar e do economizador é função direta da área de troca térmica dos mesmos e estas são muito diferentes entre si. A área de troca térmica necessária no pré-aquecedor de ar é muito maior do que a do economizador. Este fato acontece pelas características dos fluidos envolvidos em ambos os trocadores, gases – água no economizador e gases - ar no pré-ar. Neste último caso as características dos fluidos produzem um baixo coeficiente global de troca térmica ($U_{ah}=17,6 \text{ W/m}^2\text{-K}$); no entanto no economizador este coeficiente é de ($U_{eco}=56,5 \text{ W/m}^2\text{-K}$).

Na Tab. 6.5 são apresentados os coeficientes globais de troca térmica do pré-aquecedor de ar e do economizador reportados na literatura e os valores médios obtidos na simulação desenvolvida neste trabalho. A variação entre estes valores pode ser devido a condições de contorno diferentes.

Tabela 6.5 Coeficientes de transferência de calor globais no pré-aquecedor e no Economizador

Equipamento	Simulados	Barroso et al. (2003)	Rein (2007)
	[W/m ² -K]	[W/m ² -K]	[W/m ² -K]
Economizador	56,5	57	65
Pré-Ar	17,6	14	22,5

A Fig. 6.19 apresenta o comportamento da área de transferência de calor, do pré-aquecedor de ar e do economizador, com a variação de temperatura dos gases na saída do pré-ar ($T_{g,7}$), enquanto a Fig. 6.20, apresenta o comportamento do custo, do pré-aquecedor de ar, do economizador e total do sistema de recuperação de energia SREG, com a variação de ($T_{g,7}$), para o sistema de geração de vapor caso II.

Como já explicado, na Fig. 6.19 pode ser observado que a faixa da área de transferência de calor requerida no pré-aquecedor de ar é bem maior do que a correspondente ao economizador. A Fig. 6.20, relativa aos custos, apresenta o mesmo comportamento do que a Fig. 6.19, devido a que o mesmo é definido basicamente pela área de transferência de calor.

A maior parcela do custo do sistema de recuperação de energia dos gases SREG é representada pelo custo do pré-aquecedor de ar, o qual diminui na medida em que a temperatura dos gases na saída do pré-aquecedor de ar ($T_{g,7}$) aumenta, já que maior quantidade de energia é transferida à água no economizador.

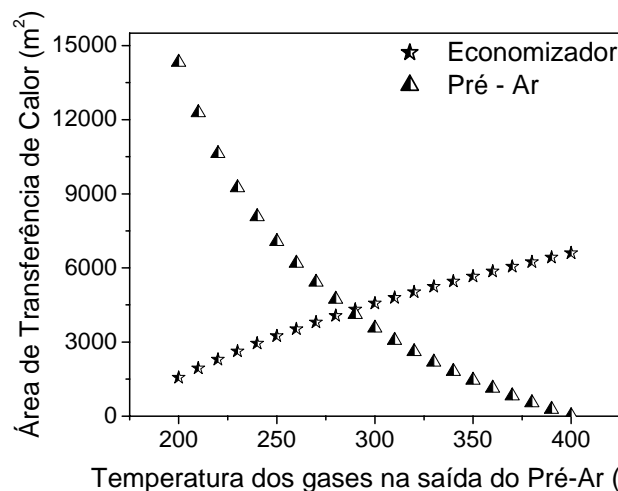


Figura 6.19 Comportamento das áreas de transferência de calor do Pré-Ar e do Economizador com $T_{g,7}$.

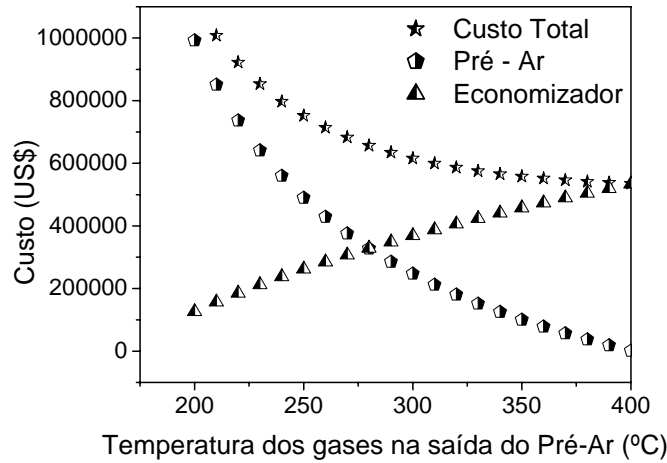


Figura 6.20 Comportamento do custo do Pré-aquecedor de Ar e do Economizador com $T_{g,7}$.

6.6 Redução do custo do sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão

Visando reduzir o custo do sistema de recuperação de energia da caldeira (SREG) foi realizada uma análise paramétrica, para cada caso estudado. Nestas análises, a temperatura dos gases de combustão $T_{g,7}$, nos casos II e III, e $T_{g,7}$ e $T_{g,8}$, nos casos I e IV, foram variadas e o custo total do SREG determinado.

A análise paramétrica, nos quatro casos de geração de vapor estudados, indicou fortemente a eliminação do pré-aquecedor de ar do SREG. Porém, em caldeiras de bagaço, onde o combustível apresenta um conteúdo de umidade muito alto, ao redor de 50% b.u., sem secador, isto não é recomendável. Assim, foi pesquisada a temperatura mínima do ar requerida na entrada da caldeira ($T_{a,2}^*$), cujo valor é de 80°C, de acordo a Dalmazo (2007).

No caso do secador de bagaço, o seu custo é função basicamente da capacidade de geração de vapor da caldeira. Este custo aumenta suavemente na medida em que a temperatura dos gases na entrada do secador, $T_{g,7}$ no caso III, e $T_{g,8}$ no caso IV, aumenta.

O valor desta temperatura foi selecionado em base ao trabalho desenvolvido no capítulo III, referido à determinação da temperatura do início do pico ou *Step IPT*. No estudo desse parâmetro foi observado que quando a temperatura do bagaço atinge a temperatura de 215°C, começa a perda de voláteis e, portanto, de massa do combustível (início da pirólise).

Quando o bagaço úmido entra em contato com os gases de combustão, a água evaporada produz uma queda na temperatura dos gases, o qual protege à partícula das altas temperaturas dos gases de combustão. Porém, como o bagaço apresenta uma composição de tamanhos muito variada, dentro da qual se encontram partículas tipo pó, foi selecionada, conservadoramente, a temperatura dos gases de combustão na entrada do secador de 215°C, com a qual é possível obter a umidade final do bagaço de 34,5% (b.u.).

A redução do custo do SREG foi realizada fazendo uso do programa desenvolvido no software EES com as rotinas *Direct search method*, no caso I, e *Golden Section Search*, nos casos II, III e IV. Assim as restrições usadas na redução do custo do SREG foram: (i) Temperatura dos gases na entrada do secador: 215°C; (ii) Temperatura do ar na entrada do gerador de vapor: 80°C; e as variáveis independentes: Temperatura dos gases na entrada e na saída do pré-ar. Os resultados assim obtidos confirmaram os correspondentes obtidos através da análise paramétrica.

Na Tab. 6.6 apresenta-se o custo total do sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão SREG, assim como o custo de cada equipamento que o compõe: economizador, pré-ar e secador de bagaço, para cada do sistema de geração de vapor estudado.

Nesta tabela pode ser observado que o maior custo do SREG corresponde ao caso III. Isto acontece devido ao fato de ter fixado a temperatura dos gases na saída do pré-aquecedor de ar, entrada do secador, em 215°C, existindo uma queda muito grande de temperatura no pré-aquecedor de ar, ao redor de 185°C, fazendo deste um equipamento grande e, portanto, caro. O menor custo do SREG corresponde ao caso IV, o qual também possui secador de bagaço e pré-aquecedor de ar, como no caso anterior; porém, a presença do economizador lhe permite alocar de melhor forma as trocas térmicas dos gases nestes equipamentos recuperadores de calor, fazendo-os econômicos.

O sistema de geração de vapor, caso III, não resultou tão interessante na capacidade de caldeira estudada; porém, em níveis mais baixos de temperatura e pressão do vapor de saída da caldeira: 2,1MPa e 300°C, por exemplo, este sistema pode se tornar interessante.

Tabela 6.6 Redução dos custos dos Sistemas de Recuperação de energia dos sistemas de geração de vapor: casos I, II, III e IV.

Casos	ECO I	AH	ECO II	SECADOR	Custo Total	Custo Total
	[US\$]	[US\$]	[US\$]	[US\$]	[US\$]	[R\$]
I	337791	132938	4155		474884	949768
II	486047	60861			546908	1093816
III		547930		149020	696950	1393900
IV	144608	79883		149020	373511	747022

*SG: Gerador de vapor; ECO I: Economizador de alta temperatura; AH: Pré-Ar; ECO II: Economizador de baixa temperatura; SEC: Secador e CHA: Chaminé. Taxa de câmbio: 2.

As temperaturas dos SREG reduzidas são apresentadas na Tab. 6.7. A temperatura $T_{g,6}$, de entrada no sistema SREG foi mantida constante, a temperatura de saída dos gases é diferente segundo seja o último componente do SREG.

Pode ser observado que no Caso I, a otimização indica fortemente a eliminação do economizador de baixa temperatura. Nos outros casos indicou a redução do tamanho do pré-aquecedor de ar, o qual foi dimensionado visando obter uma temperatura no ar igual a 80°C, (adotada como mínima admissível para entrada do ar na caldeira).

Tabela 6.7 Temperaturas dos gases no Sistema de Recuperação de energia dos sistemas de geração de vapor: casos I, II, III e IV.

Casos	$T_{g,6}$	$T_{g,7}$	$T_{g,8}$	$T_{g,9}$
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
I	400,9	207,3	166	165
II	400,9	368		165
III	400,9		215	74,5
IV	400,9	252	215	74,9

Barroso, et al. (2003) estudaram cinco sistemas de geração de vapor, entre os quais se encontram os casos II e III, considerados neste trabalho. Inicialmente tentou-se comparar os resultados obtidos por estes autores com os correspondentes a este trabalho; porém, eles consideraram que a temperatura dos gases na saída dos equipamentos como o economizador e o pré-ar poderia atingir valores de 83 a 98°C, o qual não acontece na prática devido a problemas de corrosão, assim não foi possível a comparação. Nestes casos os fabricantes acostumam usar na primeira fileira dos pré-aquecedores de ar, aquelas onde ingressa o ar frio, materiais especiais como aço inoxidável. Curiosamente no caso do secador de bagaço, foi observado em equipamentos em funcionamento que a temperatura dos gases pode ser reduzida até os valores indicados nos casos III e IV, da tabela 6.7, sem apresentar problemas de corrosão no equipamento, provavelmente isto seja devido à presença das partículas sólidas, que absorvem umidade.

Por outro lado, quando comparamos os custos do SREG minimizados, Tab. 6.6, com os correspondentes ao sistema original, Tab. 6.4, podem ser observadas reduções importantes nos custos da caldeira de bagaço. Esta redução não afeta o desempenho termodinâmico global da mesma, eficiência de Primeira e Segunda Lei, as quais não variam.

Nos sistemas de geração de vapor, casos III e IV, surge a oportunidade de reduzir o custo total da caldeira, não apenas o custo do seu sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão. Uma vez que estes sistemas têm a capacidade de produzir maior quantidade de vapor

do que os casos I e II, o tamanho da caldeira por tonelada de vapor poderia ser reduzido e com isso concomitantemente o seu custo.

Porém, as temperaturas maiores dos gases na fornalha indicaria o uso de materiais especiais e maiores cuidados na transferência de calor nos super-aquecedores e feixe convectivo para evitar deposição de material, nesta região.

6.7 Discussão do Capítulo

Neste capítulo, os resultados obtidos a partir da análise termodinâmica, Primeira e Segunda lei, foram analisados e discutidos, para os quatro casos de geração de vapor estudados.

Dentre os quatro sistemas de geração de vapor estudados, o caso IV, formado pelo gerador de vapor, economizador, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço, apresentou o menor custo no seu sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão da caldeira SREG, e também o melhor desempenho termodinâmico. O sistema de geração de vapor, caso III, pode tornar-se uma alternativa interessante para sistemas de geração de vapor de baixos níveis de pressão e temperatura (2,1MPa, 320°C).

Atualmente os projetos das caldeiras de bagaço são semelhantes aos descritos nos casos I e II; porém são estes os que mostraram menor desempenho termodinâmico e também um custo elevado no seu sistema de recuperação de energia dos gases de exaustão SREG. Assim, é necessária uma avaliação e mudança dos projetos atuais das caldeiras de bagaço, por sistemas que ofereçam melhor desempenho aliado a um custo menor. Para isso, o secador de bagaço deve ser considerado como uma alternativa interessante no SREG.

Capítulo 7

Conclusões e Sugestões Para Trabalhos Futuros

Em relação ao trabalho teórico e experimental aqui apresentado, pode-se listar as seguintes conclusões, de acordo aos capítulos desenvolvidos neste trabalho:

1. A partir do estudo do estado da arte das caldeiras evidenciou-se a necessidade de pesquisa específica que permita o desenvolvimento do projeto das caldeiras de bagaço e a otimização das mesmas. Poderiam contribuir para este objetivo, parcerias universidade – empresa, assim como editais específicos das agências / fundações de incentivo à pesquisa.
2. A análise de peneira das partículas de bagaço provenientes do difusor mostrou que a maior porcentagem destas partículas corresponde às de maior tamanho. Estas partículas apresentaram um comprimento (l_p), maior do que as partículas obtidas através da moenda. Também, o diâmetro representativo (D_p) da amostra proveniente do difusor, foi maior do que o correspondente à da moenda. Estes aspectos morfológicos devem ser levados em conta no projeto do secador.
3. O coeficiente de arrasto (C_d) e a velocidade terminal (v_t) obtido, para as partículas de bagaço provenientes do difusor, da moenda e a mistura das duas amostras, mostrou-se satisfatório quando comparado a outros, reportados na literatura.

Os resultados do cálculo da exergia do bagaço, obtidos através da metodologia de Szargut et al. (1998) têm-se mostrado muito próximos aos obtidos com a de Wittwer (1991). Recomenda-se, no entanto, a utilização da metodologia de Szargut et al. (1998) por estar baseada num ambiente de referência universal, totalmente compatível com outros cálculos necessários ao sistema, como os de combustão, por exemplo.

4. A temperatura de auto-ignição do bagaço de cana (SIT) e a temperatura de início de pico ou step (IPT) foram determinadas em 330°C e 210°C, em atmosfera de ar. Estes valores podem diminuir quando a atmosfera de oxigênio é usada: 316°C e 200°C, respectivamente. A IPT foi usada como parâmetro de projeto do secador de bagaço;
5. A análise de Primeira Lei aplicada às caldeiras de bagaço mostra-se insuficiente, sendo indispensável a aplicação da análise de Segunda Lei na determinação completa do desempenho termodinâmico da caldeira. Dentre os métodos de primeira lei, o balanço de energia na base PCS tem-se mostrado mais adequado do que a correspondente na Base PCI; o qual esconde o efeito da perda energética devida à umidade do bagaço.
6. A metodologia do balanço exergético aplicada às caldeiras de bagaço, desenvolvida neste trabalho, mostrou-se adequada; uma vez que permite acompanhar as irreversibilidades ao longo dos processos que acontecem na caldeira, identificando aqueles sensíveis de serem melhorados, e o efeito decisivo de alguns parâmetros no projeto da caldeira;
7. O efeito da umidade do bagaço, no desempenho da caldeira, pode ser considerado como o mais importante dentre todas as variáveis que a afetam. A instalação de secadores de bagaço pode contornar o problema gerado pelos altos índices de umidade do bagaço. No Brasil, estes equipamentos não têm sido muito bem sucedidos, provavelmente devido a problemas de projeto; porém, em outros países, como Argentina e Cuba, onde o projeto foi diferente, o uso dos secadores tem-se mostrado muito satisfatório;
8. Dentre os arranjos dos sistemas de geração de vapor estudados, o caso IV, que inclui gerador de vapor, economizador, pré-aquecedor de ar e secador de bagaço, mostrou-se mais

eficiente e ao mesmo tempo o custo do seu sistema de recuperação de energia SREG foi menor do que os outros casos analisados, este arranjo é adequado para ser aplicado em caldeiras de grande porte (com capacidade maior ou igual que: 150 t/h, 6MPa e 480°C);

9. Existe a necessidade de uma mudança urgente nos projetos de caldeiras de bagaço, os quais não consideram o secador de bagaço como elemento do seu SREG. A inserção do secador pode reduzir o tamanho atual da caldeira e concomitantemente seu custo sem afetar sua produção do vapor.

Sugestões para Trabalhos Futuros

Em base ao estudo realizado neste capítulo são colocadas as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

1. Desenvolver uma carta de perda de calor, semelhante à reportada pela Norma ASME PTC 4.1, que seja específica para caldeiras de bagaço de cana, já que a usada atualmente correspondem a caldeiras que queimam carvão e apresentam menores tamanhos do que as caldeiras de bagaço;
2. Estudar cuidadosamente a máxima temperatura dos gases que podem ser usados na secagem do bagaço, sem produzir a perda dos voláteis;
3. Determinar uma correlação experimental entre a umidade do bagaço e o excesso de ar para os diversos tipos de sistemas de queima de bagaço nas caldeiras brasileiras.
4. Estudar a possibilidade de inserção de trocadores de calor regenerativos para aquecimento da água de alimentação, em sistemas de cogeração com caldeiras de bagaço de alta pressão e temperatura do vapor.

5. Desenvolver uma metodologia própria para o projeto de caldeiras de bagaço que permita introduzir o efeito da menor umidade do bagaço na entrada do gerador de vapor.
6. Estudar o efeito da redução da umidade do bagaço no aumento da temperatura dos gases ao longo da caldeira e a possibilidade do aumento das incrustações de material nas superfícies de troca térmica.
7. Estudar os coeficientes radiativos dos gases, que se apresentam em cada seção da caldeira. Este estudo complementarará o trabalho desenvolvido nesta tese.

Referências Bibliográficas

- Acosta, J. The boiler efficiency fueled bagasse. *International Sugar Journal*. v. 97, no.1158, pp.248- 255, 1995.
- Aidun, A. R. Free settling of fibres in fluids, Ph.D Thesis, Faculty of Chemical Engineering, Syracuse University, New York, 1956.
- Alarcón, G. A. R., Jústiz, M. A. B. Industrial device for drying and classifying sugar cane bagasse, *International Sugar Journal*, v.95, n.1133, pp. 319-322, 1993.
- Aralde, L. E., Tosi, E., Tapiz, L., Paz, D., Cárdenaz, G. J. Determinação da velocidade de transporte pneumático do bagaço de cana de açúcar, *Revista Industrial y Agrícola de Tucumán*, v. 69, pp. 15-22, 1991.
- Aralde, L. E., Paz, D., Cárdenas, G., Tapiz, L., Feilbogen, E. Equação experimental do processo de secado em transporte pneumático do bagaço de cana de açúcar, *Revista Industrial y Agrícola de Tucumán*, v. 69, pp.15-22, Dezembro, 1992
- Aralde, L. E., Paz D., Cárdenas, G. J. Análise do funcionamento de um protótipo para o secado do bagaço. *Revista Industrial y Agrícola de Tucumán*. v.70, pp.7-13, 1993.
- Arrascaeta, A., Friedman, P. Bagasse drying: past, present and future. *International Sugar Journal*, v.86, n.1021, pp.3-6, 1984

Arrascaeta, A., Friedman, P., Aguila, B., Alvarez, H. Introdução na prática industrial do Secador Pneumático ICINAZ, ATAC, no. 6, pp. 41-44, 1986.

Arrascaeta, A., Clerch, D., Friedman, P. Bagasse Dryer. Int. CI3F16B17/12.35625. 15 April 1982, 09 June 1987. Oficina Cubana de la propiedad industrial, Republica de Cuba, CU 21461 A1. (em espanhol).

Arrascaeta, A., Friedman, P. Bagasse drying, *International Sugar Journal*, v.89, n.1060, pp. 68-71, 1987.

ASME PCT 4.1, Steam Generating Units. Power test codes, The American Society of Mechanical Engineers, United Engineering Center, New York N.Y. 10017, 1964

ASME PTC 4 Fired Steam Generators, The American Society of Mechanical Engineers, Three Park Avenue, New York NY 10016-5990, 1998.

Baehr H. D. *Thermodynamic*, (in german), Springer-Verlag, pp.460, 1981.

Baehr HD. Brenns, Warme Kraft, Die Exergie Von Kohle und Heizöl (in german), 1987; 39: 42-45.

Bagasse Solar Drying System. *Sugar Journal*, v.47, n.12, pp. 6-10, 1985.

Bailliet, V. J. Bagasse drying versus air pre-heating, *The Sugar Journal*, v.38, n10, pp. 52-53, 1976.

Baloh, T., Wittwer, E. *Energy Manual for Sugar Factories*, 2da edition, Verlag Dr. Albert Bartens, 1995.

Barata, J. Comunicação Pessoal, Caldema Equipamentos Indústrias Ltda. 2006.

- Barbosa, R. D., Menegalli, F. C. Estudo da velocidade Terminal e Coeficiente de Arraste para Bagaço de cana. XIV Encontro sobre escoamento meios porosos, pp. 291-301, 1986.
- Barbosa, R.D. *Secagem do bagaço de cana de açúcar em um Sistema Pneumático*. Universidade Estadual de Campinas, 1992. Dissertação.
- Barroso, J., Barreras, F., Amaveda, H. On the optimization of boiler efficiency using bagasse as fuel, *Fuel* v.82, pp.1451-1463, 2003.
- Bazzo, E. Geração de Vapor. Editora da UFSC, 1995. v.2a. Ed.
- Beatón, P., Lora, E. *Pruebas de balance térmico en calderas para bagaço*. Departamento de Termoenergética, Facultad de Ingenieria Mecánica. I.S.P.J.A.M., Cuba, 1991.
- Becker, H. A., Effects of shape and Reynolds Number on drag in the motion of freely oriented body in an infinite fluid, *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, Abril, 1959.
- Bingyan, X., Chuangzhi, W., Zhengfen, I., Guang, Z. X. Kinetic study on biomass gasification. *Solar Energy*, v. 49, n.3, pp. 199-204, 1992.
- Boulet, W. P. Waste fuel drying and the energy, *The Sugar Journal*, v.10, pp. 40-47, 1975
- Instituto de Pesquisas Tecnológicas. *Conservação de Energia na indústria do açúcar e do álcool: manual de recomendações*, pp 796, 1990.
- Cárdenas, G., Paz, D., Wittwer, E. Energy and Exergy analysis of a combined bagasse dryer-boiler system, *International Sugar Journal*, v.96, n.1146, pp. 213-219, 1994.
- Colombres, P. Comunicação Pessoal, Drying of cane bagasse, Usina Ñuñorco, 2004.

- Caballero, J. A., Conesa, J. A., Font, R., Marcilla, A. J. J. Anal. *Applied Pyrolysis*. v.42, n.159, 1997.
- Corrêa, J. L. G., Rios, M. T. T., Nebra, S. Estudo do Tempo de Residência de Particulados Grossos em Ciclone”. Anais XXVIII Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados, Teresópolis, pp. 165-172, 22-25 de Outubro, 2000.
- Corrêa, J.L., *Discussão dos parâmetros de projeto do Secador Ciclônico*. Universidade Estadual de Campinas, 2003. Tese (Doutorado).
- Corrêa, J. L. G., Graminho, D. R., Silva, M. A., Nebra, S. A. Experimental Study of Sugar Cane bagasse in cyclone. *Proceedings of the 2nd Nordic Drying Conference*, Copenhagen, Denmark, 2003.
- Corrêa, J. L. G., Graminho, D. R. L., Silva, M. A., Nebra, S. A. Cyclone as a sugar cane bagasse dryer, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, China, v.12, n.6, pp. 826-830, 2004a.
- Corrêa, J. L. G., Graminho, D. R., Silva, M. A., Nebra, S. A. The Cyclonic Dryer - A Numerical and Experimental Analysis of the Geometry on Average Particle Residence Time, *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, v.21, n.01, pp. 103-112, 2004b.
- Correia, L.E.M. Bagasse drying. Seminário de Avaliação do Bagaço – São Paulo Sopral – Sociedade de Produtores de Açúcar e Alcool, pp. 1-15, 1983
- Cremasco, M. A. *Estudo sobre o Escoamento Ar-Partículas em um Reator Ciclônico*. Tese (Doutorado), Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, 199p, 1994.
- Dalmazo, C., Comunicação pessoal, Departamento de Engenharia Equipalcool, Março de 2006.
- Dalmazo, C. Comunicação Pessoal, Departamento de Engenharia Equipalcool, Fevereiro de 2007.

Demirbas, A. Sustainable cofiring of biomass with coal, *Energy Conversion and Management*, v.. 44, pp. 1465-1479, 2002.

Dixon, T., Mann, A., Hobson, P., Plaza, F., Pennisi, S., Steindl, R. Application on CFD in the sugar industry, Third International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries CSIRO, Melbourne, Australia, 2003

Ensinas, A., Nebra, S., Lozano, M., Serra, L. Analysis of cogeneration systems in sugar cane factories - alternatives of steam and combined cycle power plants, Proceedings of the 19th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact on Energy Systems, 12-14 July 2006, Crete, Greece.

Ebeling, J. M., Jenkins, B. M. Physical and chemical properties of biomass. *Trans ASAE*, v.23, pp. 898-902, 1985.

Ferreira, C. Comunicação Pessoal, Departamento de Engenharia Dedini, Maio de 2006.

Flood, B. W., Honey, A. S. Munro, B. M. Emissions from bagasse-fired boilers. *Proceedings of the 15th International Society Sugar Cane Technology Congress*, pp.1680-1687, 1974.

Foust, A., Wenzel, L. A., Clump, C. W., Maus, L., Anderson, L. B. *Principios das Operações Unitárias*. John Wiley & Sons, pp. 670 1982.

Furines, J. H. Pre-Drying Bagasse using Flue Gases, *The Sugar Journal*, v.39, n.3, pp. 39-40, 1976

Gamgami, M. AFCAS I. Rencontre internationale en langue français sur la canne à sucre, 1991, pp. 280-284.

- García-Pérez, M., Chaala, A., Yang, J., Roy, C. Co-pyrolysis of sugarcane bagasse with petroleum residue. Part I; Thermogravimetric analysis, *FUEL*, v. 80, n.1245-1258 pp, 2001.
- Gaur, S. ; Reed, T.B. An atlas of thermal data for biomass and other fuels, NREL/TP--433-7965, 189p, 1995.
- Godoy, A. L. Silva, M. A., Nebra, S. Análise experimental do tempo de residência de partículas em Ciclones de Gás, Anais do XX Encontro sobre Escoamento em Meios Porosos, pp.251-261, Gráfica UfscAR, São Carlos – SP, 1992.
- Green, S. I., Pulp fibre drag coefficient, *Appita Journal*, v.59, n.02, pp. 120-126, February 2006.
- Grobart, F. Control, Cybernetic and automation, v.7; n.4, pp.3-6, 1973.
- Hugot, E. *Handbook of cane sugar engineering*, 3rd Ed., Elsevier, Amsterdam, 571pp 1986.
- Joyce, J. A., Dixon, T. F. Bagasse and cane trash combustion – Where to next? *International Sugar Journal*, v. CVIII, pp.372-380, july 2006
- Kawano, L. Comunicação Pessoal, CBC Heavy Industry S.A. 2006.
- Kinoshita, M. C. Flue Gas Drying of Bagasse, *American Society of Agricultural Engineers*, v. 91, pp. 706-729. November 1991.
- Kitayama, O. Comunicação Pessoal, UNICA, 2006.
- Kitto, J. Stultz, C. *Steam its generation and use*, 40th edition, Babcock & Wilcox, Library of Congress Catalog Number: 92-74123, 1992.
- Kotas, T. J. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Krieger Publishing Company, Florida, 1995, 328p.

Knudsen, J. G., and Katz, D. L. *Fluid Dynamics and Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, 576p, 1958.

Kucowsky, J., Laudyn, D. Przekwas, M. Energetika a Ochrona Srodowiska. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne; 1997 (in Polish).

Kunni, D. Levenspiel, O. *Fluidization Engineering*, Washington Stereet, Butterworth – Heinemann, pp. 490, 1991.

Leal, M.R. Cogeração na Expansão, Opiniões; Out-dez, 2006.

Lora, E.; Paramanov, A.; Karavliov; Arrieta, F.; Teixeira, F. Determination of the optimum gas exhaust temperature in bagasse boilers. *Proceedings of the: XXV Congress of the International Society of Sugarcane Technologists*. v.1. pp.231-240, 2005, Guatemala.

Lora, E. Comunicação Pessoal, Software SBC Steam Boiler Calculations, 24 de Setembro de 2006.

Lozano, M. A. *Metodologia para el analisis exergetico de calderas de vapor en centrales térmicas*. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de la Universidad de Zaragoza, 1987, Tese (Doutorado).

Macedo, I. I Seminário de Tecnologia Industrial, Centro de Tecnologia Copersucar, Piracicaba, Brasil, 15-17, Agosto, pp. 483, 1983.

Mann, A. Comunicação Pessoal, Máximos níveis de cogeração em usinas de cana de açúcar Australianas, 2007.

Mc Burney, B., Mc Burney, J. Designing bagasse fired boilers for low emissions *International Sugar Journal*, v.99, 1178, 1997.

- Maranhão, L. E. C. Seven years experience with bagasse dryers. *Proceedings of the International Society Sugar Cane Technology. Ass.* v.19, pp.1009-1016, 1986.
- Markezi F. L., Nebra, S. A. Energetic efficiency maximation of a steam system fueled by sugar cane bagasse, *Proceedings of the International Congress of Mechanical Engineering*, 2003.
- Massarani, G., Valença, G. C. Sugar cane bagasse drying, *Proceedings of the 3rd National drying meeting*, pp.355, 1981.
- Massarani, G., Valença G. C. Bagasse drying. Seminário de Avaliação do Bagaço – São Paulo Sopral – Sociedade de Produtores de Açúcar e Álcool, pp.1-15, 1983.
- Massarani, G. Comunicação Pessoal, Secagem de bagaço de cana, realizada no dia 23 de Fevereiro de 2004.
- McIntyre P. Comunicação Pessoal, Diretor de Vendas & Marketing, ALSTOM JOHN THOMPSON (Pty) Ltd. Contatado por Sánchez-Prieto e Barata, Abril (2006).
- Meirelles, A. J. A., *Secagem de bagaço de cana em Leito fluidizado in a fluidized bed*. Universidade Estadual de Campinas, 1984, Dissertação (Mestrado).
- Moran, M. J., Shapiro, H. N. *Fundamentos de Termodinâmica Técnica*, Espanha, editorial Reverte. S.A., pp. 873, 1995.
- Morgerentoh, B., Batstone, D. Development and Prospect for drying bagasse by steam. *International Sugar Journal*, v. 107, n.1279, pp. 410-415, 2005
- Morgerentoh, B. Comunicação Pessoal, Sistemas de cogeração nas usinas de açúcar e álcool, 2006.

- Morris, M., Waldheim, L. Linero, F. A. B., Lamônica, H. M. Increased Power Generation from Sugar Cane Biomass, The results of technical and economic evaluation of the benefits of using advanced gasification technology in a typical Brazilian Sugar Mill. *International Sugar Journal*, v. 104, n. 1242, pp.243-248, 2002
- Murteira, B.J. Black, G.H. *Estatística Descritiva*, McGraw Hill, 285pp, 1983.
- Natu, S. C. Bagasse based cogeneration, India marching ahead, *International Sugar Journal*, v.107, n.1279, pp. 416-424, 2005
- Natu, S. C. Comunicação Pessoal, Máximos níveis de cogeração em usinas de cana de açúcar Indianas, 2006.
- Nebra, S. A. *Secagem Pneumática do bagaço*. Universidade Estadual de Campinas, 1985, 121p, Tese (Doutorado).
- Nebra, S. A., Macedo, I. C. M. Bagasse Particles shape and size and their free-settling velocity, *International Sugar Journal*, v.90, n.1077, pp.168 – 170, 1988.
- Nebra, S. A., Silva, M. A. Mujumdar, A. S. Drying in cyclones - A review, *Drying Technology*, v.18, n.3, pp.791-832, 2000.
- Neiva, A. C. B. *Estudo de Alimentadores de bagaço de cana para reatores atmosféricos*, Universidade Estadual de Campinas, 1998, Dissertação (Mestrado).
- Parilov, B. A., Ushakov, C. G. *Pruebas e ajustes de las calderas de vapor*. Moscu, Energoatomoizdat, 320p, 1986 (em russo).
- Paturau, J. M. *By-Products of the Cane Sugar Industry*. 2nd ed.; Elsevier: Amsterdam, 1982.

Paz, D., Aso, G., Cárdenas, G.J., Octaviano M. A., Use optimization of an already installed bagasse dryer in a cane sugar mill, *Revista Industrial y Agrícola de Tucumán* Vol. 75, (1-2), pp. 31-39, 1998, (in Spanish).

Paz, D. Comunicação Pessoal, Secadores de bagaço de cana, Outubro de 2006.

Perez, A. P. *Estudo Experimental da Transferência de Calor em Ciclones*. Dissertação e Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas – SP, 102p, 1997.

Perry, R. H., Green, D. W. *Perry's Chemical Engineer's Handbook on CD-ROM*, The Mc Graw Hill, 1999.

Raveendran, K., Ganesh, A., Khilar, K. Pyrolysis characteristics of biomass and biomass components, *Fuel* 75: pp. 987-998, 1996.

Ramajo-Escalera, B. Espina, A., Garcia, J.R., Sosa-Arno, J.H., Nebra, S.A. Model-free kinetics applied to sugarcane bagasse combustion, *Thermochimica Acta* 448 (2): 111-116 SEP 15 2006

Rein, P. *Cane Sugar Engineering*, Berlin, Verlag Dr. Albert Bartens KG, Germany, 2007, 768p

Rodriguez, M., Walter, A., Faaij, A. Performance evaluation of atmospheric biomass integrated gasifier combined cycle systems under different strategies for the use of low calorific gases. *Energy Conversion & Management*, v.48, pp.1289-1301, 2005.

Rodriguez, W. Comunicação Pessoal, Desempenho de caldeiras de bagaço, 2007.

Salermo, M., Santana, O. Economic aspects about bagasse dryer. ICINAZ report. n.5, pp. 44-49. (em espanhol), 1986.

Saab, W. Comunicação Pessoal, Drying of cane bagasse. Usina Leales, 2004

Sánchez-Prieto, M. G., Nebra, S. Thermo economic Analysis of A Cogeneration System of A Sugar Mill Plant. Proceedings of the 15th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact on Energy Systems, 2002, v.1, pp.258-265. Berlin, Alemanha.

Sanchez-Prieto, M. G. *Alternativas de Cogeração na Indústria Sucro-Alcooleira, Estudo de Caso*. Universidade Estadual de Campinas, 2003, Tese (Doutorado).

Sánchez-Prieto M. G., Barata, J. C. The evolution through the single-drum steam boiler inside the expansion of cogeneration in the Brazilian sugar mill context, *Proceedings* of the 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. 05 a 08 de dezembro de 2006. Curitiba/PR, Brasil.

Smith, J. W. Supercritical (Once Through) Boiler Technology, Babcock & Wilcox Company, 1998. Disponível em: <http://www.babcockwilcox.com/pgg/tt/pdf/BR-1658.pdf>

Soler, P., Sauvanell, A. Hernandez, A., Safon R. Modification for suspension burning of bagasse, *International Sugar Journal*, 1999, v.101, n.1210, pp. 520-522.

Sosa Arnao, J. H., Llagostera, J. I, Nebra, S. Study of Operation Parameters of Power Generation Systems on Sugar Cane Mills; *Proceedings* of the 18th International Congress of Mechanical Engineering. 6 a 11 de Novembro, 2005a, Ouro Preto/MG, Brasil.

Sosa-Arnao, J. H.; Nebra, S. A. The Exergy of Sugar Cane Bagasse; *Proceedings* 14th European Biomass Conference & Exhibition: Biomass for Energy, Industry and Climate Protection. 17 a 21 de Outubro, 2005b, Palais des Congrès/Paris, France

Sosa-Arnao, J. H., Modesto, M., Nebra, S. A. Two proposals to determine the efficiency of bagasse boiler. *Proceedings* of the 6th International Congress on Distributed Generation and Energy in Rural Environments, 6 a 8 de Junho, 2006a, Campinas/SP, Brasil.

Sosa-Arnan, J. H., Nebra, S. Second law applied on boilers fueled by sugar cane bagasse. *Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering*. 05 a 08 de dezembro de 2006b. Curitiba/PR, Brasil.

Sosa-Arnan, J. H. Nebra, S., Corrêa, J. L., Silva, M. Sugar Cane Bagasse Drying – A Review, *International Sugar Journal*, v.CVIII, pp.372-380, july 2006c.

Sosa-Arnan, J. H., Nebra, S. First and Second Law Analysis on boiler fuelled by sugar cane bagasse. *Proceedings of the 20th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact on Energy Systems*, 2007, v.1, pp.847-854. Padova, Italia.

Silva, M. A., Nebra, S. Anais do XIX Encontro sobre Escoamento em Meios Porosos, Campinas, SP, VII, pp. 470-483, 15-17 de Outubro, 1991.

Silva, M. A., Nebra, S. A. Numerical simulation of drying in a cyclone, *Drying Technology*, v.15, n.6-8, pp.1731-1741, 1997.

Stark P., General Manager, John Thompson Engineering, Division of Burns and Roe Worley, Personal Communication, February 2006

Subramanian, A. K., Marwaha, Y. Use of bagasse and other biomass fuels in high pressure Travelling Grate boilers, *International Sugar Journal*, Vol. CVIII, N° 1291, pp.402-405, july 2006.

Strumillo, C., Kudra, T. *Drying: Principles, Applications and Design*. Gordon and Breach Science Publishers. 1986, 448p.

Szargut J, Styrylska T, Brennst. Warme Kraft, *Approximate Evaluation of the Exergy of fuels* (in german), v.12; n.16, pp.589-596, 1964.

- Szargut, J., Morris, D., Steward, F. *Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical process*. Hemisphere Publishing corporation, 1988.
- Stark, P., Comunicação pessoal, Gerente Geral, John Thompson Engineering, Fevereiro 2006, Contatado por Sánchez-Prieto e Barata (2006).
- Trembovia, V. I., Finger, E. D., Avdieva, A. A. Pruebas Termotécnicas de las instalaciones de calderas. Moscu, Energia, 296p, 1977 (em russo)
- Teixeira, F., Lora, E. Experimental and analytical evaluation of NO_x emissions in bagasse boiler, *Biomass & Bioenergy*, 2003, v.26, pp.571-577.
- Upadhiaya, U. C. Bagasse as a fuel, *International Sugar Journal*, v.93 (1111), pp.132-138, 1991.
- van der Poel, P. W., Schiweck, H., Schwartz, T. *Sugar Technology Beet and Cane Sugar Manufacture*, Berlin, Verlag Dr. Albert Bartens KG, Germany, 1998, 1118p.
- Wade 2005. World Survey of Decentralized Energy 2005. Edinburgh, World Alliance for Decentralised Energy: 45 pp. www.localpower.org
- Wienese, A. Boilers, boiler fuel and boiler efficiency. *Proceedings*, South Africa Sugar Technology. Ass. v.75, pp. 275-281, 2001.
- Wittwer, E. Die Exergie der Bagasse. *Zuckerindustrie*, 1993; v.118, n.11, pp.859-862 (in German).
- Whitaker, S. Forced Convection Heat Transfer Correlations for Flow in Pipes, Past Flat Plate, Single Cylinders, Single Spheres and for Flow in Packet Beds and Tube Bundles, *AIChE Journal*, v. 18, n.2, pp. 361-371, March, 1972.

Apêndice 1 – Medições das partículas de bagaço e determinação dos seus principais parâmetros

Tabela 1: Tipo de Amostra: Difusor / Peneira: T-3,5

Fibras longas

	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	2,9	2,62	2,32	1,12	1,05	1,2	79,54	79,8	79,77	2,61	1,12	79,70	0,0590	2,64	30,50	208,29	35,30	2,01	2,31	183,77
2	8,47	9,52	8,32	2,91	2,89	1,65	93,57	93,71	93,78	8,77	2,48	93,69	0,3231	2,20	10,68	821,63	25,43	6,45	17,11	1602,52
3	2,25	2,58	2,27	1,42	1,36	1,07	82,4	82,49	82,43	2,37	1,28	82,44	0,0964	2,02	34,83	195,11	20,24	1,90	2,39	196,65
4	3,9	3,83	3,99	1,15	1,26	1,37	69,38	69,84	69,84	3,91	1,26	69,69	0,0575	2,36	17,84	272,24	47,35	2,90	3,87	269,41
5	4,5	4,44	3,93	1,11	1,26	1,6	124,94	124,95	124,41	4,29	1,32	124,77	0,1453	2,76	29,08	535,25	36,84	3,17	4,46	556,31
6	5,26	3,79	3,53	1,94	1,41	1,71	148,6	148,95	149,37	4,19	1,69	148,97	0,2737	1,36	35,53	624,69	22,82	3,20	5,55	827,54
7	4,65	4,31	2,55	1,13	1,15	1,23	94,65	92,99	93,12	3,84	1,17	93,59	0,0826	2,10	24,39	359,06	43,47	2,84	3,53	329,95
8	4,08	3,55	4,44	1,75	1,76	1,8	143,49	142,01	141,83	4,02	1,77	142,44	0,1962	1,90	35,40	573,10	29,21	3,11	5,59	796,69
9	2,76	2,26	2,02	1,52	1,19	0,83	88,55	88,67	89,76	2,35	1,18	88,99	0,0514	1,90	37,92	208,84	40,63	1,86	2,17	193,54
10	2,9	2,97	2,67	0,7	0,71	0,69	85,34	86,31	85,33	2,85	0,70	85,66	0,0499	3,59	30,09	243,85	48,87	2,07	1,57	134,06
Média										3,92	1,40	100,99	0,1335	2,28	28,63	404,21	35,02	2,95	4,85	509,04

Fibras Curtas

	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	4,41	5,46	5,74	1,27	1,65	1,49	27,73	26,86	27,15	5,20	1,47	27,25	0,0315	2,80	5,24	141,77	45,01	3,82	6,01	163,68
2	3,75	5,18	4,21	0,69	1,32	1,26	32,94	30,19	32,56	4,38	1,09	31,90	0,0212	3,50	7,28	139,71	65,90	3,19	3,75	119,60
3	5,36	5,29	6,43	1,37	1,47	1,14	27,41	28,5	27,54	5,69	1,33	27,82	0,0305	2,28	4,89	158,37	51,92	4,13	5,93	165,01
4	3,13	3,32	3,35	1,51	1,6	1,58	23,92	25,31	24,14	3,27	1,56	24,46	0,0379	1,78	7,49	79,89	21,08	2,56	4,01	98,09
5	3,06	3,62	2,93	1,17	1,02	1,32	38,81	37,59	39,49	3,20	1,17	38,63	0,0262	2,64	12,06	123,74	47,23	2,41	2,94	113,71
6	5,12	4,66	4,35	2,1	2,45	1,75	32,61	32,65	33,13	4,71	2,10	32,80	0,0440	2,59	6,96	154,47	35,11	3,65	7,77	254,78
7	3,14	3,25	3,31	0,73	0,67	0,82	28,91	28,67	28,62	3,23	0,74	28,73	0,0210	2,73	8,89	92,90	44,24	2,35	1,88	54,00
8	4,2	3,91	3,5	2,05	1,7	1,18	28,75	28,54	27,08	3,87	1,64	28,12	0,0263	2,56	7,27	108,84	41,38	2,97	4,99	140,47
9	4,79	5,04	5,52	4,08	4,48	3,54	20,35	19,23	20,68	5,12	4,03	20,09	0,0519	2,02	3,93	102,78	19,80	4,61	16,21	325,57
10	3,14	3,65	3,7	1,12	1,25	1,03	36,6	36,94	36,64	3,50	1,13	36,73	0,0310	2,75	10,50	128,42	41,43	2,60	3,11	114,31
Média										4,22	1,63	29,65	0,0322	2,57	7,45	123,09	41,31	3,23	5,66	154,92

Tabela 2: Tipo de Amostra: Difusor / Peneira: T-7

Fibras longas

T7	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	3,1	2,63	2,44	1,82	1,76	1,43	43,9	43,33	42,66	2,72	1,67	43,30	0,0408	2,28	15,90	117,91	28,90	2,26	3,57	154,65
2	1,5	1,34	1,61	0,92	0,89	0,81	26,46	28,24	25,51	1,48	0,87	26,74	0,0081	3,29	18,02	39,66	48,96	1,22	1,02	27,20
3	2,8	2,39	2,32	0,59	0,83	0,89	28,12	28,09	27,79	2,50	0,77	28,00	0,0179	2,70	11,19	70,09	39,16	1,85	1,51	42,39
4	4,53	4,26	4,18	1,72	1,7	2	21,25	22,35	19,16	4,32	1,81	20,92	0,0158	2,37	4,84	90,44	57,24	3,31	6,13	128,34
5	2,81	1,93	2,14	1,7	1,17	1,2	24,13	24,28	24,32	2,29	1,36	24,24	0,0206	2,57	10,57	55,60	26,99	1,88	2,44	59,24
6	3,13	2,89	2,83	1,46	1,47	1,23	22,21	24,75	22,07	2,95	1,39	23,01	0,0211	2,21	7,80	67,88	32,17	2,30	3,21	73,93
7	1,6	1,97	1,96	0,56	0,68	0,74	21,83	21,99	20,81	1,84	0,66	21,54	0,0064	3,59	11,69	39,71	62,05	1,38	0,96	20,58
8	1,58	1,42	1,38	0,47	0,36	0,39	21,3	21,39	21,44	1,46	0,41	21,38	0,0032	3,29	14,64	31,21	97,53	1,07	0,47	9,97
9	2,8	3,52	2,94	1,75	1,8	2,55	18,55	18,39	17,07	3,09	2,03	18,00	0,0202	2,52	5,83	55,57	27,51	2,61	4,93	88,74
10	2,89	3	3,62	2,52	2,6	3,1	15,58	15,8	15,62	3,17	2,74	15,67	0,0275	1,81	4,94	49,66	18,06	2,96	6,82	106,88
Média										2,58	1,37	24,28	0,0182	2,66	10,54	61,77	43,86	2,09	3,11	71,19

Fibras Curtas

T7	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	3,28	3,49	3,43	1,34	1,26	1,22	6,76	7,08	8,07	3,40	1,27	7,30	0,0044	4,23	2,15	24,83	56,43	2,57	3,40	24,83
2	3,82	3,68	3,6	2,21	1,77	1,56	7,25	6,56	6,3	3,70	1,85	6,70	0,0018	4,28	1,81	24,80	137,79	2,92	5,37	35,97
3	2,88	2,95	2,96	1,9	2,02	1,87	13,68	14,27	13,8	2,93	1,93	13,92	0,0192	2,28	4,75	40,78	21,24	2,48	4,44	61,81
4	2,83	3,62	3,85	1,59	2,14	2,21	11,66	12,31	11,86	3,43	1,98	11,94	0,0159	2,10	3,48	41,01	25,79	2,80	5,34	63,77
5	2,59	2,68	2,91	2,06	1,91	1,84	13,16	12,82	12,85	2,73	1,94	12,94	0,0135	2,09	4,75	35,29	26,14	2,36	4,15	53,68
6	2,5	2,28	2,03	1,99	1,86	1,93	16,85	15,06	15,11	2,27	1,93	15,67	0,0097	2,20	6,90	35,58	36,68	2,11	3,43	53,84
7	3,71	4,21	4,3	2,56	2,45	2,34	7,94	8,24	5,82	4,07	2,45	7,33	0,0137	1,48	1,80	29,87	21,80	3,36	7,84	57,48
8	2,91	3,35	3,21	2,05	2,05	1,81	7,55	7,47	7,53	3,16	1,97	7,52	0,0027	3,87	2,38	23,73	87,88	2,63	4,88	36,71
9	4,07	4,74	4,62	2,35	2,81	1,52	7,9	9,1	8,84	4,48	2,23	8,61	0,0145	2,10	1,92	38,56	26,59	3,54	7,83	67,43
10	4,03	4,04	4,02	2,22	2,49	2,32	8,31	11,57	11,81	4,03	2,34	10,56	0,0068	3,34	2,62	42,57	62,60	3,30	7,42	78,35
Média										3,42	1,99	10,25	0,0102	2,80	3,26	33,70	50,30	2,81	5,41	53,39

Tabela 3: Tipo de Amostra: Difusor / Peneira: T-14

Fibras longas

T14	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	1,9	1,83	1,09	0,71	0,69	0,44	36,6	34,08	30,52	1,60	0,61	33,73	0,0125	3,28	21,04	54,09	43,27	1,21	0,77	26,05
2	1,4	1,32	1,06	0,35	0,34	0,36	21,97	28,52	26,83	1,24	0,35	25,77	0,0037	4,12	20,73	32,04	86,61	0,91	0,34	8,81
3	2,1	1,21	1,9	1,18	0,86	0,96	18,05	22,99	20,94	1,72	1,00	20,66	0,0098	2,62	12,01	35,54	36,26	1,41	1,35	27,91
4	1,8	1,66	1,67	1,09	0,64	0,77	64,28	63,84	60,66	1,70	0,83	62,93	0,0318	2,95	36,94	107,19	33,71	1,34	1,11	70,15
5	1,3	1,11	1,2	0,81	0,61	0,47	29,74	29,68	28,96	1,21	0,63	29,46	0,0072	3,10	24,35	35,65	49,51	0,96	0,60	17,64
6	1,2	1,18	0,62	0,61	0,54	0,51	17,08	19,69	19,88	0,99	0,55	18,88	0,0020	4,56	19,14	18,63	93,16	0,80	0,43	8,10
7	1,7	1,76	1,61	0,63	0,6	0,55	20,01	20,14	20,03	1,68	0,59	20,06	0,0044	3,92	11,92	33,77	76,74	1,26	0,78	15,74
8	1	0,87	1	0,52	0,6	0,51	28,34	29,76	29,87	0,95	0,54	29,32	0,0042	4,01	30,76	27,95	66,56	0,78	0,41	11,93
9	1	1,19	1,39	0,42	0,48	0,69	25,11	22,28	21,51	1,21	0,53	22,97	0,0038	4,29	19,03	27,71	72,93	0,93	0,50	11,54
10	3,6	2,91	2,96	1,38	1,39	1,31	14,72	18,27	16,69	3,16	1,36	16,56	0,0124	2,86	5,25	52,27	42,16	2,43	3,37	55,84
Média										1,55	0,70	28,03	0,0092	3,57	20,12	42,48	60,09	1,20	0,97	25,37

Fibras Curtas

T14	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	2	1,98	2,07	0,71	0,79	0,74	5,44	5,21	6,14	2,01	0,75	5,60	0,0017	3,86	2,79	11,23	66,06	1,51	1,18	6,59
2	1,7	1,67	1,48	0,95	0,91	0,96	13,57	13,61	12	1,61	0,94	13,06	0,0020	4,12	8,10	21,07	105,35	1,32	1,19	15,56
3	3	2,58	2,86	0,82	0,83	0,8	10,84	11,34	12,22	2,80	0,82	11,47	0,0026	4,64	4,10	32,07	123,34	2,06	1,79	20,57
4	1,8	1,66	1,56	0,63	0,63	0,63	9,82	9,78	9,81	1,68	0,63	9,80	0,0014	3,09	5,84	16,47	117,64	1,27	0,83	8,15
5	2,5	2,45	2,37	0,68	0,64	0,6	13,23	12,67	11,2	2,42	0,64	12,37	0,0028	3,31	5,10	29,97	107,03	1,77	1,22	15,06
6	2	2	2,05	1,07	1,05	0,64	11,21	11,46	11,36	2,03	0,92	11,34	0,0041	2,90	5,59	23,03	56,16	1,58	1,47	16,64
7	3	3,04	2,55	1,57	1,07	0,88	11,8	12,64	12,67	2,85	1,17	12,37	0,0047	3,64	4,34	35,25	75,01	2,18	2,63	32,49
8	1,8	1,82	1,82	0,97	0,8	0,79	10,24	7,45	6,76	1,80	0,85	8,15	0,0026	3,54	4,54	14,64	56,32	1,41	1,20	9,81
9	1,1	1,09	1,15	1,01	1,03	0,9	12,88	12,85	13,1	1,12	0,98	12,94	0,0019	3,61	11,56	14,50	76,30	1,05	0,86	11,16
10	1,1	1,22	1,37	0,6	0,71	0,59	11,49	12,85	11,84	1,21	0,63	12,06	0,0007	5,43	9,94	14,63	209,04	0,97	0,60	7,28
Média										1,95	0,83	10,92	0,0025	3,81	6,19	21,29	99,23	1,51	1,30	14,33

Tabela 4: Tipo de Amostra: Difusor / Peneira: T-28

Fibras longas

T28	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	1,45	1,62	1,49	0,52	0,8	0,65	22,43	22,36	20,58	1,52	0,66	21,79	0,0050	3,28	14,34	33,12	66,24	1,17	0,78	17,08
2	1,33	1,1	1,29	0,51	0,48	0,55	24,95	26,49	26,12	1,24	0,51	25,85	0,0051	3,96	20,85	32,06	62,86	0,95	0,50	12,92
3	0,87	1,18	1,28	0,44	0,48	0,44	33,88	34,11	34,63	1,11	0,45	34,21	0,0036	4,15	30,82	37,97	105,47	0,85	0,40	13,52
4	0,9	0,96	1,03	0,45	0,42	0,46	25,01	25,86	24,93	0,96	0,44	25,27	0,0042	4,12	26,23	24,34	57,95	0,75	0,34	8,48
5	0,94	0,87	0,93	0,69	0,55	0,59	29,8	29,84	29,43	0,91	0,61	29,69	0,0049	3,95	32,51	27,12	55,34	0,78	0,44	12,99
6	1,07	0,64	0,75	0,51	0,5	0,69	30,48	30,18	29,81	0,82	0,57	30,16	0,0044	3,15	36,78	24,73	56,20	0,70	0,36	11,01
7	0,79	0,7	0,72	0,35	0,38	0,41	24,13	24,4	23,63	0,74	0,38	24,05	0,0036	3,78	32,65	17,72	49,22	0,59	0,22	5,29
8	0,48	0,56	0,53	0,41	0,38	0,41	36,63	36,61	36,63	0,52	0,40	36,62	0,0016	4,92	69,98	19,17	119,79	0,47	0,16	6,02
9	1,22	1,4	1,37	0,64	0,74	0,35	20,9	20,34	19,74	1,33	0,58	20,33	0,0036	3,73	15,28	27,03	75,10	1,03	0,60	12,24
10	1,17	1,18	1,2	0,52	0,51	0,52	16,98	17,12	16,57	1,18	0,52	16,89	0,0033	3,56	14,27	19,99	60,57	0,91	0,48	8,11
Média										1,03	0,51	26,49	0,0039	3,86	29,37	26,32	70,87	0,82	0,43	10,77

Fibras Curtas

T28	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	1,06	1,62	0,76	0,93	0,63	0,53	8,88	8,98	9,14	1,15	0,70	9,00	0,0015	3,81	7,85	10,32	68,80	0,95	0,63	5,65
2	1,23	1,11	1,21	0,68	0,67	0,68	8,79	7,93	8,79	1,18	0,68	8,50	0,0014	3,34	7,19	10,06	71,87	0,96	0,63	5,35
3	1,14	1,19	0,98	0,77	0,78	0,79	11,25	10,62	10,76	1,10	0,78	10,88	0,0020	3,06	9,86	12,00	60,00	0,96	0,68	7,35
4	1,01	0,9	0,98	0,63	0,63	0,67	8,68	9,44	8,88	1,06	0,64	9,00	0,0015	3,35	8,46	9,57	63,80	0,88	0,54	4,84
5	1,32	1,36	1,28	0,41	0,43	0,4	8,8	8,88	8,66	1,30	0,41	8,78	0,0008	4,92	6,75	11,41	142,68	0,96	0,42	3,71
6	0,96	0,95	1,22	0,55	0,55	0,56	7,35	7,67	9,36	0,87	0,55	8,13	0,0009	4,78	9,31	7,10	78,86	0,73	0,38	3,08
7	0,98	1,01	0,97	0,4	0,4	0,4	7,3	7,68	6,86	1,11	0,40	7,28	0,0008	3,21	6,54	8,11	101,31	0,84	0,35	2,55
8	1,18	1,22	1,35	0,63	0,56	0,53	8,23	8,37	7,88	1,25	0,57	8,16	0,0013	3,34	6,53	10,20	78,46	0,97	0,56	4,59
Média										1,13	0,59	8,72	0,0013	3,73	7,81	10,20	82,16	0,87	0,49	4,57

Tabela 5: Tipo de Amostra: Difusor / Peneira: T-48

Fibras longas

T - 48	a ₁	a ₂	a ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	L _m	m	L _m /a _m	A _p	A _p /m
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)
1	0,4	0,45	0,43	7,18	6,92	6,45	0,43	6,85	0,0050	16,05	2,92	5,85
2	0,63	0,51	0,49	7,4	6,79	6,6	0,54	6,93	0,0051	12,75	3,77	7,38
3	0,64	0,42	0,19	8,44	8,69	8,75	0,42	8,63	0,0036	20,70	3,59	9,98
4	0,5	0,21	0,23	10,83	10,81	10,8	0,31	10,81	0,0042	34,51	3,39	8,07
5	0,64	0,68	0,67	5,75	6,85	7,01	0,66	6,54	0,0049	9,85	4,34	8,85
6	0,57	0,5	0,48	6,22	6,25	6,4	0,52	6,29	0,0044	12,17	3,25	7,39
7	0,29	0,33	0,42	7,11	7,09	7,07	0,35	7,09	0,0036	20,45	2,46	6,83
8	0,21	0,27	0,3	9,94	9,88	10,38	0,26	10,07	0,0016	38,72	2,62	16,36
9	0,27	0,3	0,36	9,24	9,3	9	0,31	9,18	0,0036	29,61	2,85	7,91
10	0,28	0,33	0,41	6,39	6,44	6,62	0,34	6,48	0,0033	19,07	2,20	6,68
Média							0,41	7,89	0,0039	21,39	3,14	8,53

Pó

T - 48	a ₁	a ₂	a ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	L _m	m	L _m /a _m	A _p	A _p /m
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)
1	0,45	0,47	0,35	2,36	2,46	2,62	0,42	2,48	0,0010	5,86	1,05	10,50
2	0,55	0,49	0,46	1,27	1,37	1,35	0,50	1,33	0,0015	2,66	0,67	4,43
3	0,55	0,61	0,58	2,22	2,23	2,32	0,58	2,26	0,0014	3,89	1,31	9,35
4	0,57	0,53	0,57	3,83	3,95	3,96	0,56	3,91	0,0020	7,03	2,18	10,89
5	0,72	0,8	0,61	3,51	3,93	3,66	0,71	3,70	0,0015	5,21	2,63	17,51
6	0,57	0,72	0,77	3,38	3,77	3,27	0,69	3,47	0,0008	5,06	2,39	29,81
7	0,27	0,3	0,25	2,71	2,66	2,63	0,27	2,67	0,0009	9,76	0,73	8,10
8	0,24	0,33	0,32	1,82	2,44	1,93	0,30	2,06	0,0024	6,96	0,61	2,55
9	0,53	0,47	0,3	1,96	1,71	1,65	0,43	1,77	0,0008	4,09	0,77	9,61
10	0,22	0,26	0,31	2,66	2,68	2,42	0,26	2,59	0,0013	9,82	0,68	5,24
Média							0,47	2,62	0,0014	6,03	1,30	10,80

Tabela 6: Tipo de Amostra: Difusor / Peneira: T-100

Pó

T - 100	a_1	a_2	a_3	L_1	L_2	L_3	a_m	L_m	L_m/a_m	A_p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(-)	(mm ²)
1	0,28	0,31	0,25	1,29	1,4	1,32	0,28	1,34	4,77	0,37
2	0,17	0,26	0,14	2,05	2,11	2,03	0,19	2,06	10,86	0,39
3	0,33	0,31	0,32	2,75	2,43	2,58	0,32	2,59	8,08	0,83
4	0,21	0,19	0,12	1,23	1,11	1,18	0,17	1,17	6,77	0,20
5	0,21	0,32	0,29	1,79	1,85	1,57	0,27	1,74	6,35	0,47
6	0,29	0,26	0,19	1,05	1,06	0,82	0,25	0,98	3,96	0,24
7	0,21	0,23	0,19	0,81	0,65	0,65	0,21	0,70	3,35	0,15
8	0,27	0,24	0,19	1,84	1,8	1,87	0,23	1,84	7,87	0,43
9	0,16	0,18	0,16	1,12	1,13	1,07	0,17	1,11	6,64	0,18
10	0,16	0,21	0,25	0,89	0,85	0,86	0,21	0,87	4,19	0,18
Média							0,23	1,44	6,29	0,35

Tabela 7: Tipo de Amostra: Moenda / Peneira: T-3,5

Fibras longas

T3,5	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	2,1	2,45	2,68	0,67	0,99	0,74	46,21	45,85	45,84	2,41	0,80	45,97	0,0201	3,34	19,07	110,78	55,11	1,80	1,51	69,60
2	2,51	2,6	3,2	1,05	0,91	0,94	36,44	36,66	36,42	2,77	0,97	36,51	0,0205	3,15	13,18	101,12	49,33	2,07	2,10	76,77
3	4,95	5,23	4,41	1,07	1,68	2,12	33,52	33,66	33,7	4,86	1,62	33,18	0,0354	2,53	6,82	161,35	45,58	3,63	6,20	205,71
4	3,88	4,18	4,65	2,29	1,85	1,79	32,76	32,31	31,89	4,24	1,98	34,47	0,0654	2,20	8,14	146,04	22,33	3,31	6,58	226,72
5	6,84	6,84	4,99	2,08	2,12	2,26	38,58	38,76	37,21	6,22	2,15	38,88	0,0666	2,06	6,25	241,98	36,33	4,66	10,53	409,25
6	5,33	4,24	4,06	2,08	2,4	3,15	44,13	40,86	41,99	4,54	2,86	46,80	0,0597	1,92	10,30	212,64	35,62	3,79	10,19	477,09
7	5,79	5,18	1,3	3,02	3,15	0,99	55,25	54,29	55,28	4,09	2,03	50,51	0,0872	2,26	12,35	206,57	23,69	3,23	6,51	328,81
8	3,82	4,05	2,88	1,94	2,35	1,25	40,81	40,99	41,62	3,58	1,70	45,41	0,0640	2,00	12,67	162,72	25,42	2,81	4,79	217,68
9	2,29	3,32	2,38	1,51	1,02	0,92	55,08	53,8	53,84	2,66	1,47	57,95	0,0364	3,01	21,76	154,35	42,40	2,15	3,07	178,20
10	5,24	5,77	4,32	2,47	2,12	1,06	68,02	64,94	65,07	5,11	1,88	66,01	0,0787	2,62	12,92	337,31	42,86	3,85	7,56	498,94
Média										4,05	1,75	45,57	0,0534	2,51	12,35	183,49	37,87	3,13	5,91	268,88

Fibras Curtas

T3,5	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	1,8	1,6	1,85	0,4	0,44	0,48	19,96	19,47	20,08	1,75	0,44	19,84	0,0057	1,68	11,34	34,71	60,90	1,28	0,60	12,00
2	2,18	1,84	2,91	0,95	1,03	0,97	28,94	27,77	28,17	2,31	0,98	28,29	0,0128	3,20	12,25	65,36	51,06	1,78	1,78	50,48
3	2,85	2,65	2,56	1,26	1,33	1,29	19,32	19,05	19,07	2,69	1,29	19,15	0,0120	2,04	7,13	51,44	42,87	2,11	2,73	52,25
4	5,83	4,94	5,08	3,28	3,25	2,65	17,87	18,03	17,98	4,28	3,06	17,96	0,0434	1,84	4,19	76,93	17,73	3,72	10,29	184,88
5	4	2,83	2,08	1,86	1,2	1,19	25,14	24,9	24,18	3,54	1,42	24,74	0,0122	2,84	6,98	87,66	71,85	2,70	3,94	97,54
6	3,16	3,58	3,8	1,12	1,08	0,99	23,07	20,09	20,13	4,46	1,06	21,10	0,0151	2,68	4,73	94,09	62,31	3,24	3,72	78,58
7	6,53	6,62	6,64	2,47	2,97	2,82	19,04	15,75	20,41	7,02	2,75	18,40	0,0361	2,21	2,62	129,11	35,76	5,33	15,17	279,19
8	7,13	7,98	7,9	2,61	2,58	2,25	22,92	22,74	23,3	6,46	2,48	22,99	0,0355	3,01	3,56	148,57	41,85	4,90	12,59	289,38
9	4,28	4,18	4,28	15,7	1,6	1,55	15,69	14,95	15,78	4,86	6,28	15,47	0,0261	2,02	3,18	75,20	28,81	5,62	23,98	371,11
10	5,69	6,04	6,12	3,12	2,93	2,82	15,63	14,99	16,39	5,95	2,96	15,67	0,0451	1,54	2,63	93,24	20,67	4,70	13,82	216,51
Média										4,33	2,27	20,36	0,0244	2,31	5,86	85,63	43,38	3,54	8,86	163,19

Tabela 8: Tipo de Amostra: Moenda / Peneira: T-7

Fibras longas

T-7	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	3,76	4,1	4,19	1,88	2,41	2,53	30,46	27,57	27,94	4,02	2,27	28,66	0,0325	2,84	7,13	115,10	35,42	3,26	7,17	205,52
2	2,2	2,29	2,72	1,39	1,93	1,52	35,82	35,17	36,08	2,40	1,61	35,69	0,0307	2,21	14,85	85,77	27,94	2,05	3,05	108,69
3	2,79	2,01	2,48	0,81	0,98	0,61	45,77	43,23	40,57	2,43	0,80	41,11	0,0192	3,36	16,94	99,76	51,96	1,81	1,52	62,68
4	3,29	2,94	3,15	1,59	1,5	1,24	36,37	36,99	37,39	3,13	1,44	34,85	0,0287	2,59	11,15	108,97	37,97	2,44	3,54	123,53
5	2,11	2,03	2,83	0,64	0,73	0,74	31,3	30,8	32,11	2,32	1,00	32,93	0,0133	3,04	14,17	76,50	57,52	1,79	1,82	60,08
6	2,82	1,8	2,18	1,53	1	1,35	34,61	35,37	34,43	2,27	1,36	32,55	0,0185	2,86	14,36	73,77	39,88	1,87	2,42	78,80
7	3,41	4,03	4,53	1,73	1,33	1,13	28,31	28,6	27,93	3,99	1,11	30,82	0,0298	2,90	7,72	122,97	41,27	2,93	3,48	107,21
8	2,38	2,36	1,65	0,87	0,88	1,32	35,09	36,22	35,12	2,13	1,14	31,78	0,0203	2,53	14,92	67,69	33,35	1,71	1,91	60,61
9	3,68	3,87	4,13	1,22	1,37	1,4	26,4	25,13	30,57	3,89	1,36	29,90	0,0339	2,06	7,68	116,41	34,34	2,92	4,15	124,04
10	3,05	2,48	2,76	1,3	1,47	0,72	32,19	32,73	32,01	2,76	1,16	32,31	0,0212	2,45	11,69	89,28	42,11	2,12	2,52	81,58
Média										2,93	1,33	33,06	0,0248	2,68	12,06	95,62	40,17	2,29	3,16	101,27

Fibras Curtas

T-7	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	2,71	2,74	2,75	1,6	1,51	1,57	18,88	18,35	18,97	2,73	1,56	18,73	0,0184	1,92	6,85	51,20	27,83	2,23	3,35	62,74
2	3,26	3,73	3,73	0,95	0,88	0,84	9,68	10,91	11,2	3,57	0,89	10,60	0,0064	2,37	2,97	37,87	59,16	2,60	2,50	26,47
3	4,45	4,56	4,39	1,74	1,57	1,59	6,37	5,99	4,91	4,47	1,63	5,76	0,0044	2,96	1,29	25,71	58,44	3,36	5,73	32,99
4	3,76	3,57	3,45	2,52	2,71	2,52	14,31	14,37	13,67	3,42	2,58	14,12	0,0095	3,10	4,13	48,23	50,77	3,03	6,93	97,86
5	2,67	2,51	2,92	1,7	1,71	1,74	15,42	16,33	17,56	2,33	1,72	16,44	0,0077	2,29	7,05	38,30	49,74	2,05	3,14	51,64
6	4,23	4,78	1,81	1,15	1,24	0,68	16,19	16,03	24,38	4,04	1,02	18,87	0,0259	2,21	4,67	76,16	29,40	2,94	3,24	61,21
7	3,53	3,92	3,1	1,87	1,99	1,84	16,63	13,83	14,93	3,71	1,90	15,13	0,0200	2,34	4,08	56,13	28,07	2,95	5,54	83,76
8	2,82	3,88	3,68	2,25	2,17	1,91	9,69	7,92	7,89	3,76	2,11	8,50	0,0065	2,86	2,26	31,96	49,17	3,05	6,23	52,96
9	5	4,91	4,58	1,09	1,22	1,16	10,48	9,65	9,24	4,12	1,16	9,79	0,0122	2,62	2,37	40,37	33,09	3,03	3,75	36,67
10	2,51	2,53	2,46	1,31	1,36	1,28	13,89	14	12,97	2,50	1,32	13,62	0,0063	2,50	5,45	34,05	54,05	2,00	2,59	35,21
Média										3,47	1,59	13,15	0,0117	2,52	4,11	44,00	43,97	2,72	4,30	54,15

Tabela 9: Tipo de Amostra: Moenda / Peneira: T-14

Fibras longas

T14	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	1,6	1,62	1,85	0,48	0,51	0,55	26,48	28,05	28,56	1,69	0,51	27,70	0,0054	4,51	16,39	46,81	86,68	1,25	0,68	18,87
2	1,86	1,77	1,62	0,42	0,59	0,63	29,1	30,14	22,87	1,75	0,55	27,37	0,0112	3,04	15,64	47,90	42,77	1,30	0,75	20,56
3	1,72	1,35	1,82	0,67	0,66	0,45	36,65	35,53	36,2	1,63	0,59	32,96	0,0108	2,24	20,22	53,73	49,75	1,23	0,76	25,04
4	1,84	1,42	1,75	0,59	0,51	0,52	25,05	26,04	26,12	1,67	0,54	30,16	0,0063	3,34	18,06	50,36	79,94	1,24	0,71	21,36
5	1,7	1,69	1,68	0,72	0,91	0,9	36,62	39,3	39,6	1,69	0,77	35,51	0,0166	3,04	21,01	60,01	36,15	1,31	1,02	36,29
6	1,42	1,19	1,58	0,5	0,61	0,47	30,88	30,3	30,39	1,40	0,52	34,43	0,0072	3,64	24,65	48,08	66,78	1,05	0,57	19,51
7	1,3	1,35	1,08	0,47	0,42	0,49	47,2	42,01	39,78	1,24	0,57	39,31	0,0075	3,15	31,62	48,88	65,17	0,97	0,56	22,01
8	1,78	1,67	1,74	0,81	0,43	0,86	29,34	30,95	29,17	1,73	0,65	29,94	0,0148	2,80	17,31	51,80	35,00	1,31	0,88	26,31
9	1,97	1,75	1,75	0,65	0,47	0,45	33,07	31,31	32,92	1,82	0,54	31,51	0,0092	2,86	17,28	57,46	62,46	1,34	0,77	24,37
10	1,9	1,84	1,91	0,7	0,83	0,89	29,06	28,55	28,32	1,88	0,81	28,64	0,0127	2,98	15,21	53,94	42,48	1,45	1,19	34,18
Média										1,65	0,60	31,75	0,0102	3,16	19,74	51,90	56,72	1,24	0,79	24,85

Fibras Curtas

T14	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	2,06	1,8	1,89	1,09	1	1,13	10,58	10,5	10,3	1,92	1,07	10,46	0,0039	3,36	5,46	20,05	51,41	1,55	1,62	16,90
2	2,57	2,53	2,47	1,6	1,44	1,42	10,87	10,84	10,58	2,52	1,49	10,76	0,0045	3,18	4,27	27,16	60,35	2,07	2,95	31,71
3	1,61	1,75	1,79	0,96	1,01	1,03	11,09	10,99	11,24	1,72	1,00	11,11	0,0026	3,73	6,47	19,07	73,33	1,40	1,35	14,97
4	1,45	1,77	1,86	0,66	0,96	0,8	12,57	12,62	12,38	1,66	0,81	12,52	0,0031	2,98	7,54	20,79	67,06	1,31	1,05	13,17
5	1,95	1,63	1,76	1,14	1,08	1,08	18,12	17,72	18,09	1,75	1,10	17,98	0,0072	2,37	10,29	31,40	43,61	1,46	1,51	27,13
6	1,68	1,58	1,66	0,56	0,56	0,78	10,27	10,14	10,08	1,72	0,63	10,16	0,0018	2,89	5,91	17,48	97,12	1,30	0,86	8,70
7	1,97	1,96	1,9	0,88	1,07	1,02	16,34	15,72	15,38	1,86	0,99	15,81	0,0037	3,14	8,50	29,41	79,49	1,49	1,45	22,87
8	1,78	1,65	1,65	1,13	1,19	1,15	14,46	14,12	12,14	2,15	1,16	13,57	0,0031	3,02	6,32	29,14	93,99	1,72	1,95	26,47
9	2,85	2,92	3,01	0,83	0,85	0,81	9,2	9,57	9,07	2,46	0,83	9,28	0,0040	3,26	3,78	22,80	56,99	1,83	1,60	14,86
10	1,85	1,57	1,6	0,62	0,66	0,65	11,17	11,22	10,81	1,67	0,64	11,07	0,0043	2,58	6,61	18,52	43,07	1,27	0,85	9,36
Média										1,94	0,97	12,27	0,0038	3,05	6,52	23,58	66,64	1,54	1,52	18,61

Tabela 10: Tipo de Amostra: Moenda / Peneira: T-28

Fibras longas

T28	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	1,14	0,94	1,2	0,38	0,39	0,41	25,44	25,32	25,09	1,09	0,39	25,28	0,00280	5,15	23,13	27,64	98,73	0,82	0,34	8,54
2	0,76	1,25	1,17	0,6	0,68	0,72	20,19	19,6	20,13	1,06	0,67	19,97	0,00420	3,53	18,84	21,17	50,41	0,89	0,56	11,09
3	0,81	0,86	0,88	0,35	0,35	0,38	21,74	21,75	21,78	0,85	0,36	22,14	0,00320	3,59	26,05	18,82	58,82	0,65	0,24	5,32
4	0,76	0,78	0,8	0,41	0,41	0,46	22,48	22,91	22,7	0,78	0,43	24,88	0,00240	3,95	31,90	19,41	80,86	0,63	0,26	6,50
5	0,75	0,93	1,03	0,34	0,44	0,57	30,41	29,46	28,59	0,90	0,44	27,21	0,00370	3,85	30,12	24,58	66,42	0,71	0,31	8,43
6	1,02	1,03	1,06	0,3	0,41	0,47	26,62	22,62	22,74	1,04	0,40	28,95	0,00290	4,06	27,92	30,01	103,48	0,79	0,33	9,43
7	0,77	0,92	0,99	0,32	0,42	0,55	37,4	37,48	37	0,89	0,45	33,94	0,00250	5,72	37,99	30,32	121,27	0,71	0,32	10,79
8	0,53	0,54	0,62	0,39	0,43	0,45	26,87	27,41	27,21	0,56	0,36	29,18	0,00200	4,26	51,79	16,44	82,18	0,47	0,16	4,69
9	0,76	0,82	1,1	0,21	0,24	0,28	30,04	33,45	33,46	0,89	0,17	21,17	0,00220	4,01	23,69	18,91	85,95	0,64	0,12	2,57
Média										0,9	0,41	25,9	0,00288	4,24	30,16	23,03	83,1233	0,701	0,292	7,485

T28	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	b ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	b _m	L _m	m	t	L _m /a _m	A _p	A _p /m	D _p	S _p	V _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(gr)	(s)	(-)	(mm ²)	(cm ² /gr)	(mm ²)	(mm ²)	(mm ³)
1	0,92	1,09	1,09	0,41	0,41	0,45	10,49	10,19	10,07	1,03	0,42	10,25	0,00100	4,62	9,92	10,59	105,92	0,79	0,34	3,52
3	1,35	1,13	1,09	0,43	0,51	0,52	10,36	10,77	11,11	1,19	0,49	10,75	0,00090	3,62	9,03	12,79	142,09	0,91	0,45	4,89
4	1,39	1,44	1,36	0,4	0,47	0,52	11,5	10,8	11,12	1,40	0,46	11,14	0,00090	3,76	7,98	15,56	172,88	1,04	0,51	5,66
5	1,91	1,79	1,81	0,45	0,55	0,43	9,2	9,42	8,75	1,84	0,48	9,12	0,00110	5,00	4,97	16,76	152,33	1,34	0,69	6,27
6	1,26	1,27	1,31	0,42	0,47	0,46	8,12	7,93	8,73	1,28	0,45	8,26	0,00120	4,18	6,45	10,57	88,11	0,96	0,45	3,74
8	1,17	1,25	1,4	0,45	0,48	0,7	6,82	6,84	7,52	1,27	0,54	7,06	0,00080	4,76	5,54	8,99	112,37	0,98	0,54	3,84
Média										1,34	0,47	9,43	0,00098	4,32	7,32	12,54	128,95	1,00	0,50	4,65

Tabela 11: Tipo de Amostra: Moenda / Peneira: T-48

Fibras

T - 48	a ₁	a ₂	a ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	L _m	L _m /a _m	A _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(-)	(mm ²)
1	0,34	0,63	0,37	6,89	6,57	7,26	0,45	6,91	15,46	3,08
2	0,45	0,32	0,39	12,65	12,84	12,74	0,39	12,74	32,96	4,93
3	0,43	0,43	0,37	5,94	6,54	6,57	0,41	6,35	15,49	2,60
4	0,52	0,4	0,46	5,27	5,46	5,6	0,46	5,44	11,83	2,50
5	0,2	0,4	0,37	6,6	6,66	5,77	0,32	6,34	19,62	2,05
6	0,35	0,35	0,35	10,03	9,84	9,77	0,35	9,88	28,23	3,46
7	0,29	0,32	0,32	6	6,03	6,03	0,31	6,02	19,42	1,87
8	0,26	0,23	0,2	9,93	9,44	9,57	0,23	9,65	41,94	2,22
9	0,4	0,34	0,43	8,09	8,2	7,79	0,39	8,03	20,58	3,13
10	0,33	0,4	0,4	10,83	10,71	10,74	0,38	10,76	28,57	4,05
Média							0,37	8,21	23,41	2,99

Pó

T - 48	a ₁	a ₂	a ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	L _m	L _m /a _m	A _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(-)	(mm ²)
1	0,34	0,37	0,29	3,99	4,01	4,11	0,33	4,04	12,11	1,35
2	0,28	0,32	0,24	3,41	3,41	3,58	0,28	3,47	12,38	0,97
3	0,35	0,4	0,37	2,56	2,55	2,68	0,37	2,60	6,96	0,97
4	0,46	0,46	0,3	3,46	3,17	2,82	0,41	3,15	7,75	1,28
5	0,2	0,23	0,2	1,89	1,81	2,01	0,21	1,90	9,06	0,40
6	0,39	0,4	0,32	3,11	3,44	3,25	0,37	3,27	8,83	1,21
7	0,41	0,58	0,58	3,08	2,85	3,06	0,52	3,00	5,73	1,57
8	0,48	0,52	0,42	4,23	4,19	4,26	0,47	4,23	8,93	2,00
9	0,71	0,71	0,48	3	3,19	2,97	0,63	3,05	4,82	1,93
10	0,56	0,42	0,49	3,47	3,32	3,48	0,49	3,42	6,99	1,68
Média							0,41	3,21	8,35	1,34

Tabela 12: Tipo de Amostra: Moenda / Peneira: T-100

Pó

T - 100	a ₁	a ₂	a ₃	L ₁	L ₂	L ₃	a _m	L _m	L _m /a _m	A _p
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(-)	(mm ²)
1	0,13	0,15	0,07	1,01	0,83	0,9	0,12	0,91	7,83	0,11
2	0,13	0,15	0,07	1,09	1	1,05	0,12	1,05	8,97	0,12
3	0,21	0,18	0,17	0,66	0,69	0,62	0,19	0,66	3,52	0,12
4	0,15	0,16	0,16	1,04	0,87	0,99	0,16	0,97	6,17	0,15
5	0,06	0,12	0,09	1,16	1,04	1,05	0,09	1,08	12,04	0,10
6	0,09	0,1	0,12	1,04	1,04	1,05	0,10	1,04	10,10	0,11
7	0,12	0,13	0,12	1,23	1,23	1,17	0,12	1,21	9,81	0,15
8	0,13	0,24	0,29	0,82	0,7	0,49	0,22	0,67	3,05	0,15
9	0,33	0,37	0,33	0,4	0,4	0,38	0,34	0,39	1,15	0,14
10	0,34	0,25	0,21	0,77	0,74	0,81	0,27	0,77	2,90	0,21
Média							0,17	0,88	6,55	0,13

Apêndice 2 – Programa de cálculo do Coeficiente de Arraste e da Velocidade terminal das partículas de bagaço.

1.2 Programa para o cálculo do Coeficiente de Arrasto e a Velocidade terminal do bagaço de cana tipo fibra.

“Programa Principal”

```
global k2 k1 m D L
```

```
j = 1;
```

```
i = 1;
```

```
errop = [ ]
```

```
kf = [ ]
```

```
for k2=-0.1:0.02:-0.02
```

```
    for k1=0.5:0.1:10
```

```
        for j=1:129
```

```
            m = massa(j);
```

```
            D = diametro(j);
```

```
            L = comprimento(j);
```

```
            tfinal = tempo(j);
```

```
            tspan=[0:0.001:tfinal];
```

```
            y0 = [0.01];
```

```
            [t,y] = ode23(@veloc,tspan,y0);
```

```
            %Distancia percorrida em um passo de integraçao
```

```
            h = [y.*0.001];
```

```
            %Distancia total percorrida pela particula j
```

```
            z = sum(h);
```

```
            %Erro calcula p a particula j
```

```
            erroj(j) = (6 - z)^2/129 ;
```

```
        j=j+1;
```

```
    end
```

```
    kfinal(i) = k1;
```

```
    erro(i) = sum(erroj);
```

```
    i=i+1;
```

```
    j=1
```

```
end
```

```
kf = [kf, kfinal];
```

```
errop = [errop, erro];
```

```
i=1
```

```
end
```

```
erro_minimo = min(errop)
```

```
zz = kf';
```

```
zzz = errop';
```

```
verificando = [zz zzz]
```



```

hold on
plot(zz(1:96),zzz(1:96),'b:');
plot(zz(1:96),zzz(97:192),'g--');
plot(zz(1:96),zzz(193:288),'r+');
plot(zz(1:96),zzz(289:384),'mp');
plot(zz(1:96),zzz(385:480),'ks');
legend('-0.5','-0.4','-0.3','-0.2','-0.1')
xlabel('k1');
ylabel('Erro');

```

“Programa para o cálculo da velocidade terminal”

```

function acel = veloc(t,y)
global k2 k1 m D L
% Valores constantes
g = 9.81;
rho = 1.118;
mi = 0.00001839;

% Valores variaveis
A = D.*L;

Re = rho.*y.*D./mi;
Cd = k1.*Re.^k2;

acel = g - (A.*Cd.*rho.*y.^2)./(2.*m);

```